



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**ŠROUBOVÝ SPOJ TURBODMÝCHADLA A HLAVY  
VÁLCŮ**

BOLTED JOINT OF TURBOCHARGER AND CYLINDER HEAD

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Veronika Kolivošková

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Kamil Novák

BRNO 2017

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky  
Studentka: **Bc. Veronika Kolivošková**  
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství  
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika  
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Novák**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Šroubový spoj turbodmychadla a hlavy válců

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V dnešní době, kdy je většina spalovacích motorů, ať už se jedná o benzínové či naftové, přepřehována turbodmychadly, je nutností stále více zdokonalovat a inovovat i tento technický prvek. Dosavadní vývoj v této oblasti přinesl spoustu prospěšných technických vymožeností, s nimiž se samozřejmě objevují nové problémy a výzvy pro výpočtáře. Předmětem této diplomové práce ve spolupráci se společností ŠKODA AUTO a.s. a také AUDI AG je přepočítání současných konceptů turbínových skříní, konkrétně, šroubového spoje turbodmychadla a hlavy válců spalovacího motoru. Dále zkoumání jednotlivých parametrů a jejich vlivů na chování šroubového spoje, zejména při tepelném zatěžování, kdy docházelo k občasnému povolování šroubového spoje mezi hlavou motoru a turbínovou skříní.

#### Cíle diplomové práce:

1. Provést rešeršní studii v oblasti teorie spalovacích motorů a tepelně namáhaných šroubových spojů.
2. Na daném modelu šroubového spojení turbodmychadla a hlavy válců provést senzitivní analýzu, kvantifikování vlivu jednotlivých parametrů na chování šroubového spoje za pomoci využití metody konečných prvků.
3. Z poznatků z předchozí analýzy vytvořit jednotný, vzorový postup a techniku modelování pro budoucí standardní výpočty tohoto typu šroubového spojení.
4. Zmapování vlivu předepínacích sil na těsnost spoje.
5. Diskutovat výsledky.

#### Seznam literatury:

POSPÍŠIL František. Závitová a šroubová spojení: určeno [též] studentům. 1. vydání. Praha: SNTL, 1968.

DEJL Zdeněk. Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů: návrh, výpočet, konstrukce. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-722-5018-3.

LUKOVICS Imrich, Libuše SÝKOROVÁ a František VOLEK. Části a mechanismy strojů. 1. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 2000. ISBN 80-214-1566-5.

MACEK Jan, Bohuslav SUK. Spalovací motory I. 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-010-2085-1.

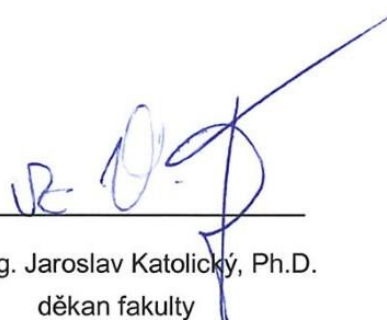
BICKFORD John H. a Sayed NASSAR. Handbook of bolts and bolted joints. New York: Marcel Dekker, 1998. ISBN 08-247-9977-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 2. 11. 2016

  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu



  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## **Abstrakt**

Predmetom tejto diplomovej práce je teoretický základ teórie skrutkových spojov a následná aplikácia na konkrétny problém skrutkového spoja, ktorý je súčasťou spaľovacieho motora preplňovaného turbodúchadlom, konkrétne medzi hlavou valcov a turbodúchadlom. Diplomová práca je rozdelená do niekoľkých častí. Prvá časť je venovaná vybraným kapitolám z teórie skrutkových spojov ale aj spaľovacích motorov, ktorých znalosti sú podstatné pre ďalšie rozšírenie tejto práce. Ďalšia časť obsahuje informácie o tvorbe geometrického aj výpočtového modelu, na ktorom boli prevedené príslušné senzitívne analýzy, s cieľom zistiť príčinu povolovania matice a skrutky v danej sústave. Na základe získaných poznatkov a ich posúdenia bola v poslednej časti tejto práce vytvorená samostatná metodika výpočtu obsahujúca opis parametrov, ktoré majú vplyv na tento nežiadúci jav, a ktoré je potrebné zahrnúť do analýz v prípade podobnej problematiky. Téma tejto záverečnej práce bola vytvorená v spolupráci so spoločnosťou ŠKODA Auto a.s., tř. Václava Klementa 869, Mladá Boleslav, a spoločnosťou AUDI AG, Union-Straße 1, Ingolstadt.

## **Kľúčové slová**

skrutkový spoj, turbodúchadlo, hlava valcov, predpätý spoj, metóda konečných prvkov

## **Abstract**

The subject of this diploma thesis is the theoretical basis of the screw connection theory and the subsequent application to the specific screw connection problem. Mentioned connection is part of the turbo charged combustion engine, specifically directly between the cylinder head and the turbocharger. The diploma thesis is divided into several parts. The first part dealing with selected chapters of the screw connections and the combustion engines theory, whose knowledge is important for further chapters of this diploma thesis. The next part shows method of creating the geometric and computational model, on which were performed the appropriate sensory analyses with respect to determine the cause of the nut and bolt loose in the given connection. On the basis of the gained knowledge and their evaluation has been created a separate calculation methodology in the last part of this thesis, which describing parameters that have an impact on this undesirable phenomenon, and which should be included in analyses for similar issues. The diploma thesis was realized in cooperation with ŠKODA Auto a.s., tř. Václav Klementa 869, Mladá Boleslav, and AUDI AG, Union-Straße 1, Ingolstadt.

## **Key words**

bolted joint, turbocharger, cylinder head, pre-tension bolted joint, FEM modeling

### **Bibliografická citácia**

KOLIVOŠKOVÁ, V.        *Šroubový spoj turbodmyhadla a hlavy válců*. Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017.  
Vedúci diplomovej práce Ing. Kamil Novák

### **Čestné prehlásenie**

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu „Šroubový spoj turbodmyhadla a hlavy válců“ vypracovala samostatne pod odborným vedením Dipl. – Ing. Stefana Langbeina, Ing. Tomáša Hegera v spolupráci so spoločnosťou ŠKODA Auto a.s., tř. Václava Klementa 869, Mladá Boleslav a spoločnosťou AUDI AG, Union-Straße 1, Ingolstadt a Ing. Kamila Nováka s využitím zdrojov uvedených v zozname použitej literatúry.

V Brne dňa 26.5.2017

Bc. Veronika Kolivošková

## **Pod'akovanie**

Na tomto mieste by som srdečne rada poďakovala pánovi Dipl. – Ing. Stefanovi Langbeinovi zo spoločnosti AUDI AG za samotnú tvorbu tejto zaujímavej široko rozsiahlej témy, odborné vedenie, rady a prínosné konzultácie pri tvorbe tejto diplomovej práce. Rovnako moje srdečné poďakovanie patrí zástupcom spoločnosti ŠKODA AUTO a.s., konkrétne Ing. Václavovi Uzlíkovi a Ing. Tomášovi Hegerovi za ich odborné rady, konzultácie, poskytnutie pracovných podmienok pre samotnú realizáciu tejto diplomovej práce, no predovšetkým za vytvorenie podnetného a motivačného pracovného prostredia.

Zároveň patrí veľké poďakovanie mojej rodine a priateľom za neustálu podporu, trpezlivosť, nie len pri tvorbe tejto diplomovej práce, ale tiež v priebehu celého magisterského štúdia.







## Obsah

1	ÚVOD .....	3
2	PROBLÉMOVÁ SITUÁCIA.....	4
2.1	Formulácia problému .....	4
2.2	Ciele riešenia problému.....	5
2.4	Systém podstatných veličín .....	6
3	SPOJENIE STROJNÝCH SÚČASTÍ.....	8
3.1	Skrutkové spoje.....	8
3.1.1	Druhy skrutiek a ich závitov .....	9
3.1.2	Predpätý skrutkový spoj.....	12
3.1.3	Súčiniteľ trenia v závitoch a na stykových plochách .....	15
4	ÚVOD DO PROBLEMATIKY SPAĽOVACÍCH MOTOROV.....	17
4.1	Pracovný cyklus štvordobého spaľovacieho motoru.....	17
4.2	Hlavné časti spaľovacieho motora .....	19
4.2.1	Hlava valcov .....	19
4.2.2	Konštrukcia a využitie turbodúchadla .....	20
5	GEOMETRIA MODELU .....	22
6	MODEL MATERIÁLU SÚSTAVY TURBODÚCHADLA A HLAVY VALCOV.....	28
7	VÝPOČTOVÝ MODEL.....	36
7.1	Kontakty .....	40
7.2	Nastavenie postupu montáže a tepelného zaťaženia v rámci simulácie.....	44
7.3	Vytvorenie sub – modelu .....	47
8	POPIS JEDNOTLIVÝCH SIMULÁCIÍ A HODNOTENIE VÝSLEDKOV.....	52
8.1	Varianty stúpania závitů.....	52
8.2	Varianty koeficientu trenia .....	61
8.3	Zmena rozmeru skrutky.....	69
9	VPLYV SILY NA TESNOSŤ SPOJA .....	77
10	NÁVRH METODIKY.....	79
11	ZÁVER .....	80
12	ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY .....	82



## 1 Úvod

Spaľovací motor. Predstavuje základnú pohonnú jednotku dopravného prostriedku, má za sebou dlhoročnú históriu, ktorej korene siahajú až do roku približne 1769, kedy sa francúzsky inžinier Nikolas Joseph Cugnotov podpísal pod prvé použitie piestového parného stroja. Od čias osemnásteho storočia sa vývoj piestových motorov, a to predovšetkým spaľovacích, posunul rapídne dopredu, čo je výsledkom vývoja jednotlivých automobiliek. [1]

Vo väčšine prípadov sa stretávame so spaľovacími motormi, ktoré sú preplňované turbodúchadlom. Príčinou rozšírenia motora o tento technický prvok je snaha o zvýšenie výkonu spaľovacích motorov. Turbodúchadlo tak prináša so sebou mnoho technických inovácií a vylepšení, ale spoločne s nimi aj veľa otázok a problémov, ktoré predstavujú výzvu pre každého technika.

Práve tento technický prvok a komplikácia vznikajúca pri jeho využívaní predstavuje problematiku riešenú v tejto diplomovej práci v spolupráci so spoločnosťami ŠKODA AUTO a.s., tľ. Václava Klementa 869, Mladá Boleslav (ďalej ako „ŠKODA AUTO a.s.“) a spoločnosťou AUDI AG, Union-Straße 1, Ingolstadt (ďalej ako „AUDI AG“). Cieľom tejto práce je senzitívna analýza skrutkového spoja turbodúchadla a hlavy valcov v cyklickom termo-mechanickom zaťažovaní. Predmetom je skúmanie jednotlivých parametrov a ich vplyvov na správanie sa tohto spoja. Jedná sa predovšetkým o tepelné zaťažovanie, v dôsledku ktorého dochádza k relatívnym posuvom turbodúchadla voči hlave valcov, čo vedie k občasnému povoľovaniu skrutkového spoja medzi turbodúchadlom a hlavou motora a následne postupnej strate tesnosti spoja.

## 2 Problémová situácia

*"Problémová situácia je neštandardný stav entity (objektu alebo človeka), ktorý z objektívnych alebo subjektívnych dôvodov vyžaduje riešenie s určitým vymedzeným cieľom, pričom proces riešenia nie je rutinný, takže riešiteľ musí využívať informačné, hodnotiace, tvorivé a rozhodovacie činnosti a hľadať metódy riešení."* [2]

Spoločnosť ŠKODA Auto a.s. už dlhšiu dobu úspešne spolupracuje s vysokými školami v zmysle vytvorenia záverečných tém, ktorých predmetom je obvykle problémová situácia, na riešenie ktorej nebol dostatočný časový priestor v rámci vývoja. V prípade tejto diplomovej práce podstatu problému predstavuje postupná strata tesnosti skrutkového spoja medzi turbodúchadlom a hlavou valcov v dôsledku tepelného zaťažovania. Táto téma vznikla na základe výsledkov experimentálnych skúšok, kde dochádzalo ku povoleniu tohto typu spojenia. Nie však v každom prípade. Momentálna skutočnosť priniesla veľa otázok. Z akých dôvodov a pri akých podmienkach k tomuto nežiaducemu stavu dochádza, a teda čo všetko negatívne vplýva na daný jav. Kombinácia mechanického a tepelného zaťažovania v tomto prípade predstavuje málo preskúmanú oblasť. Vytvorený výpočtový model a jeho ďalšie rôzne varianty môžu poskytnúť informácie o správaní sa skrutkového spoja za odlišných vstupných podmienok. Či už sa jedná o zmeny parametrov ako napríklad, koeficient trenia, stúpanie závitov alebo o geometrickú úpravu. O týchto jednotlivých variantoch pojednáva kap. č. 10.

### 2.1 Formulácia problému

V rámci tejto diplomovej práce je hlavným predmetom vytvorenie modelu geometrie a výpočtového modelu, na ktorom bude prevedená senzitívna analýza. Cieľom je zistiť vplyv jednotlivých parametrov, ktoré majú nežiaduce účinky na skrutkový spoj pomocou metódy konečných prvkov (ďalej ako „MKP“), ako už bolo spomínané vyššie. Je všeobecne známe, že spaľovacie motory pracujú vo vysokých hodnotách teplôt. Aj tento fakt môže byť z určitého hľadiska nepriaznivý práve pre prípad riešený v tejto práci. V dôsledku cyklického zaťažovania, v zmysle montáže, ohriatia sústavy na maximálnu teplotu a následného schladenia, dochádza ku povoľovaniu skrutkového spoja, straty tesnosti spojenia a ku zníženiu predpätých síl v skrutkách. Táto problematika bude analyzovaná pre konkrétny typ spaľovacieho motora.

## 2.2 Ciele riešenia problému

*"Cieľ" je subjektom naformulovaný výrok o úmysle v budúcnosti niečo vytvoriť alebo vykonať, pri čom impulz k úmyslu vychádza zo samého subjektu alebo z jeho okolia na základe úloh požiadaviek či výziev." [2]*

Alebo skrátene:

*"Cieľ" je myslením predvídaný výsledok nášho snaženia." [2]*

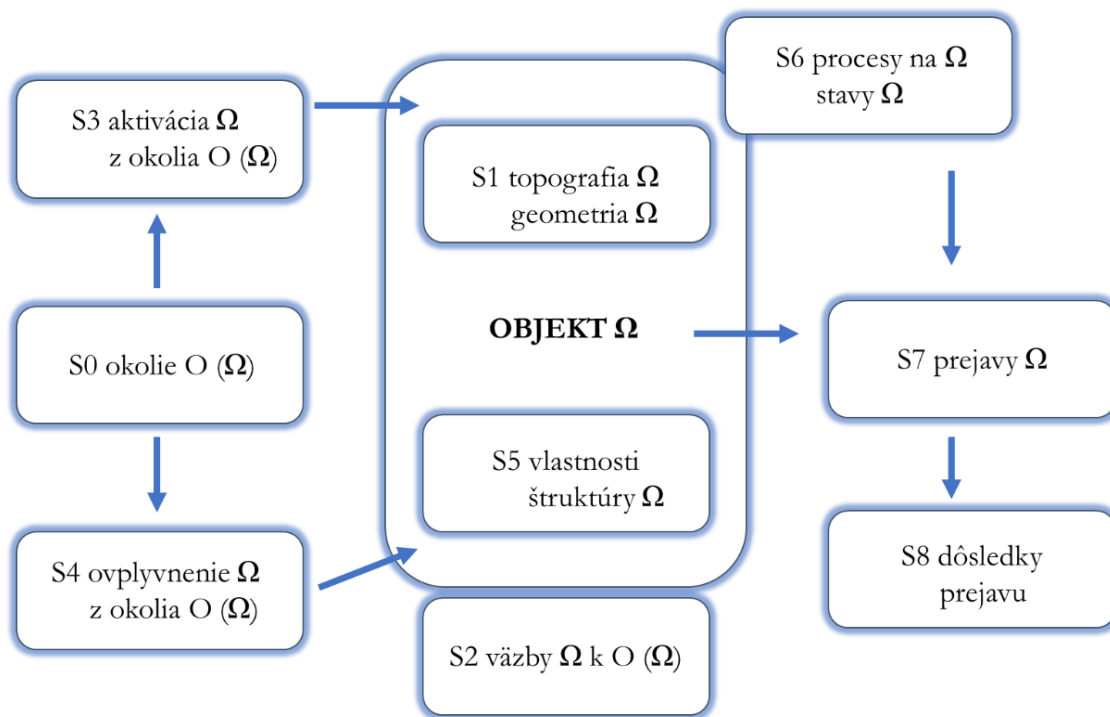
### **Ciele diplomovej práce sú nasledujúce:**

1. Prevedenie rešeršných štúdií v oblasti teórie spaľovacích motorov a tepelne namáhaných skrutkových spojov.
2. Na danom modeli skrutkového spojenia turbodúchadla a hlavy valcov urobiť senzitívnu analýzu, kvantifikovanie vplyvov jednotlivých parametrov na správanie sa skrutkového spoja s pomocou využitia MKP.
3. Zmapovanie vplyvov predpätých síl na tesnosť spoja.
4. Z poznatkov z predchádzajúcej analýzy vytvoriť jednotný, vzorový postup a techniku modelovania pre budúce štandardné výpočty tohto typu skrutkového spojenia.
5. Diskutovať výsledky.

Hlavným cieľom tejto diplomovej práce je vytvorenie metodiky a následne návrhy na jej skvalitnenie pre analýzy tohto typu spojenia, ktorá môže prispieť ku zvýšeniu efektivity a kvality ďalšieho praktického využitia pre podobné prípady v praxi.

## 2.4 Systém podstatných veličín

Vzhľadom k vyššie spomínanej formulácii problému, je potrebné aplikovať na konkrétne zadanie tzv. čiastkové systémy veličín, ktoré sú súčasťou a hlavnou jednotkou systému podstatných veličín. Jeho schéma je zobrazená na obr. 1.



Obr. 1 – Hlavné veličiny systému podstatných veličín [2]

Pre prípad riešený v tejto práci platí nasledujúce:

- Ω      Objektom je skrutkový spoj.
- S0      Okolie objektu tvorí hlava valcov a turbodúchadlo.
- S1      Topológiou je myslené celkové umiestnenie skrutkového spoja v priestore. Geometriu určuje samostatný tvar konkrétnej skrutky, matice, a jej závit, tvar integrovanej podložky a vnútorný závit hlavy valcov.
- S2      Vyjadruje uloženie skrutkového spoja do časti spaľovacieho motora. Skrutkový spoj bude uložený do hlavy valcov pomocou závitu, čím je zabezpečená väzba ku okoliu.
- S3      Aktivácia, ktorá spôsobí deformácie a napätie v oblasti spoja je samostatná montáž a taktiež zaťaženie tepelnými cyklami.
- S4      Ovplyvňujúce veličiny z okolia sú definované väzby v S2.

- S5 Medzi vlastnosti veličiny spojené s S1 patří tiež priemer skutky, stúpanie závitů, koeficient trenia ale taktiež mechanické a materiálové vlastnosti, tepelné vlastnosti.
- S6 Proces prebehne na základe podnetu veličiny S3 a vyvolá tak stav napätia a deformácie.
- S7 Prejavom aktivácie procesov je vznik napätia a deformácie primárne v oblasti závitů spoja.
- S8 Dôsledkom prejavov môže byť povolenie matice, skrutky v hlave valcov a teda následnej strate požadovaného predpätia v spoji, čo môže viesť až k úplnej deštrukcii sústavy.

### **Výber metody riešenia**

Aby bolo možné dosiahnuť požadované výsledky je potrebné prevedenie niekoľkých simulácií pomocou MKP. Tento druh metody bol vybraný práve z hľadiska vysokých nákladov na uskutočnenie experimentálneho modelovania. Z hľadiska analytického prístupu riešenie tohto problému predstavuje neefektívnu, veľmi rozsiahlu a ťažko riešiteľnú problematiku. Riešenie formulovanej problémovej situácie bude teda prevedené výpočtovým modelovaním.



### 3 Spojenie strojných súčastí

Každý stroj a zariadenie je zložené z niekoľkých ďalších, príslušných súčastí. Tie sú navzájom spojené tak, aby vytvárali jednotnú entitu, ktorá má za účel spĺňať určitú funkciu.[3]

Spojenia sú rozdelené na typy rozoberateľných a pevných spojení. V prípade pevných spojení platí, že je zaistené maximálne pevné spojenie medzi jednotlivými dielmi a tieto sú prakticky neoddeliteľné bez možnosti istej trvalej deformácie. [4]

- Pevné spojenia poznáme:
  - lepené;
  - spájkované;
  - zvárané.

Naproti tomu rozoberateľné spoje predstavujú jedno z najrozšírenejších a v praxi najviac používaných typov spojenia a to konkrétne skrutkový spoj. Jedna z hlavných výhod spočíva v jeho opakovateľnej montáži a demontáži. Dosiahnutia požadovaného predpätého spoja, možnosti zmeny na pohybový spoj a rôznych ďalších vlastností, ktoré sú podrobnejšie obsiahnuté v ďalších podkapitolách. [4]

- Rozoberateľné spoje rozlišujeme na:
  - pohybový spoj;
  - spojovacie a upevňovacie skrutky.

Spojovacie, rozoberateľné skrutkové spojenie bude riešené v tejto práci z dôvodu, že takéhoto spojenie sa používa v prípade spojenia turbodúchadla a hlavy valcov.

#### 3.1 Skrutkové spoje

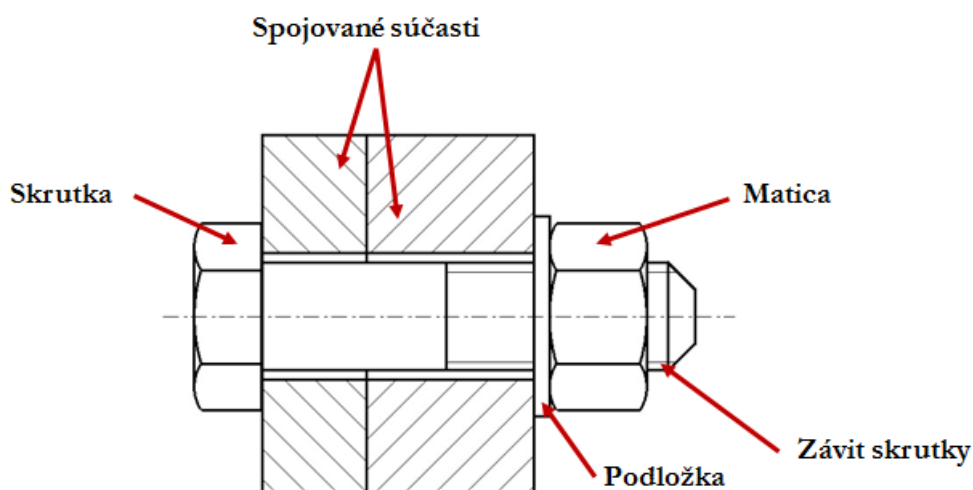
Základnú charakteristiku skrutkového spoja tvorí jej samostatná závitová oblasť. Daná konštrukčná oblasť, môže byť obsiahnutá v prípade pohybového alebo spojovacieho, upevňovacieho spoja. Upevnenie súčastí je zabezpečené pomocou vonkajšieho a vnútorného závitu. Vzhľadom k najčastejšie používanej konštrukčnej úprave, je závit do detailu normalizovaným prvkom. [3] Normalizácii závitu skrutiek, matíc a skrutkových spojov je venovaná podkapitola č. 3.1.2.

- **Pohybový typ spojenia** – podstatu tvorí zmena otáčavého pohybu na posuvný, čo v praxi znamená napríklad zdvíhacie zariadenie, lis a pod. vid'. obr. 2. Z hľadiska využitia je tento typ spoja zaradený skôr medzi prevodové mechanizmy. [3]



Obr. 2 – Zdvíhacie zariadenie pre stavebné účely [5]

- **Spojovací skrutkový spoj** – určený pre rozoberateľné, spevňovacie spojenie strojných súčastí, ktorý zamedzuje ich vzájomnému pohybu a vytvárajú spolu funkčný celok. Ako príklad je uvedený skrutkový spoj dvoch prírub, vid'. obr. 3 [3]



Obr. 3 – Skrutkový spojenie dvoch prírub [6]

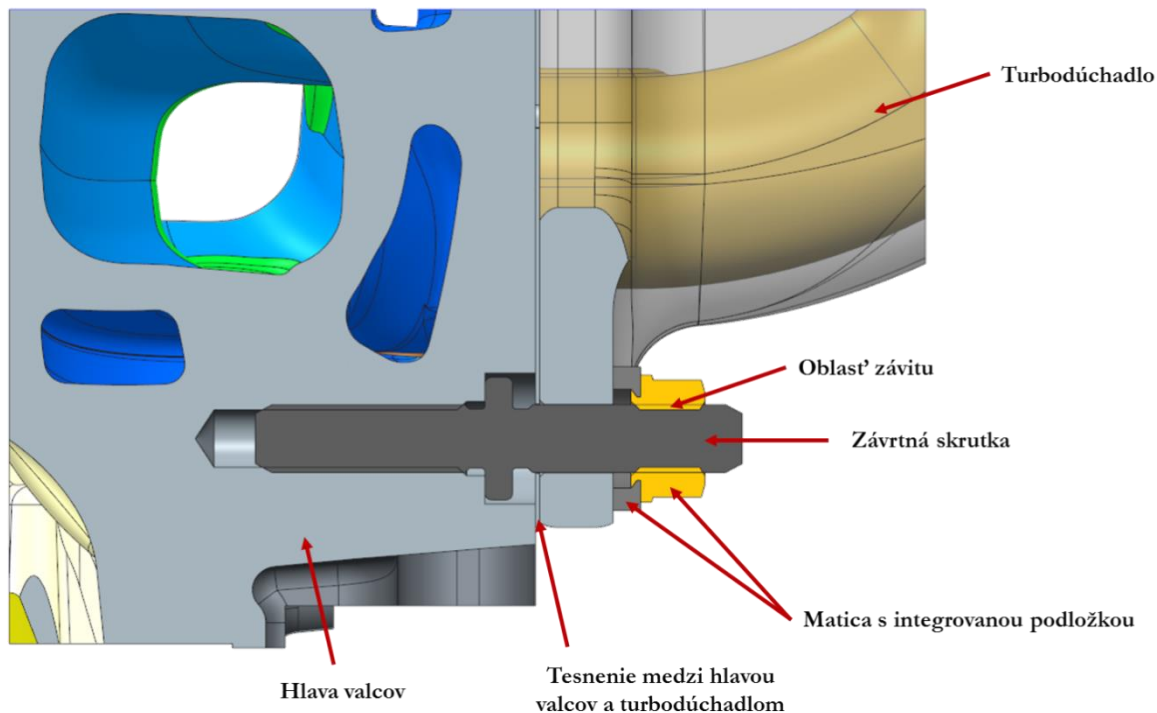
### 3.1.1 Druhy skrutiek a ich závitov

V prípade skrutiek rozlišujeme dve prevedenia dĺžky závitú:

- dĺžka závitú k hlave skrutky;
- dĺžka závitú do časti jej drieku.

Samotná dĺžka závitú je volená na základe funkcie, ktorú má daný skrutkový spoj plniť. Pre skrutkové spojenie prírub, kde je požiadavkou vysoká odolnosť voči samotnému cyklickému ťahovému zaťaženiu sa často krát používajú skrutky s užším driekom, ktorý má za úlohu pohltiť lokálne vytvorené plastické deformácie a zabrániť tak deštrukcii samotného závitú. Hlava skrutky môže mať niekoľko prevedení. V praxi sa používa radovo

tisíc druhov skrutiek medzi ktoré patria napr. skrutky s kruhovými hlavami a vnútorným výrezom v hlave ale aj skrutky so šesť hrannou hlavou. Všetky varianty hlavy skrutky podliehajú svojimi rozmermi predpísaným normám ako ISO, EN ISO, DIN alebo národnými ČSN. V odvetví automobilového priemyslu sa najčastejšie používajú skrutky so šesť hrannou hlavou. V rámci tejto záverečnej práce je použitý typ závrtnej skrutky medzi turbodúchadlom a hlavou valcov. Jej geometria a usporiadanie voči ostatným súčastiam je zobrazená na obr. 4.



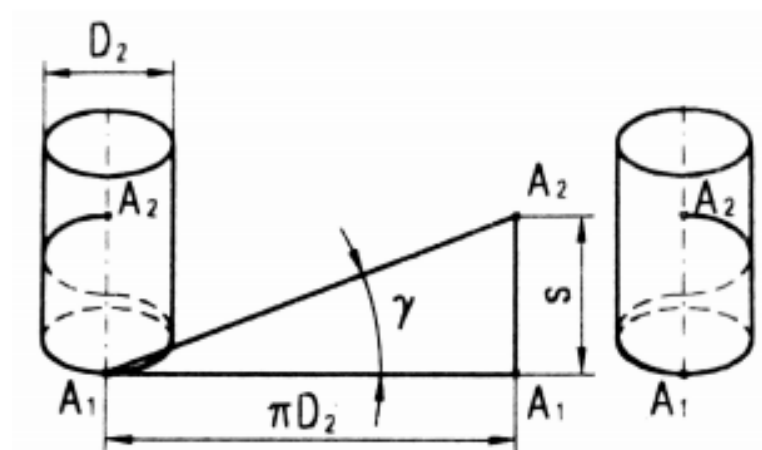
Obr. 4 – Geometria závrtnej skrutky a jej usporiadanie voči súčastiam [7]

Základným prvkom skrutky je závitová plocha, ktorá je tvorená samotným závitom. Ak skrutkový závit predstavuje technický prvok používaný pri spojovaných súčastiach, realizuje tak bezprostredné spojenie súčastí. Podstatou závitú je skrutkovica, ktorá by sa dala opísať ako navinutie prepony pravouhlého trojuholníka na rotačný valec, pričom jedna z jeho odvesien je navinutá po dĺžke obvodu tohto valca. [3] Stúpanie závitú predstavuje výška druhej odvesny trojuholníka, ako je tomu naznačené na obr. 5. Uhol skrutkovice je daný podľa rovnice č. 1. [3] Hodnota stúpania závitú je dôležitým parametrom pre riešenie tejto práce. Z teórie vyplýva predpoklad, že čím jemnejšie je zvolený závit, tým väčšiu únosnosť zaťaženia má skrutkový spoj. Je to dané lepším rozložením tlaku v oblasti závitú. Výroba jemného závitú je však v praxi z hľadiska nákladov a časovej efektivity náročnejšia než klasicky najčastejšie používané stúpanie závitú o veľkosti 1,25. O vplyve zmeny hodnoty stúpania závitú pojednáva podkapitola 8.1., v ktorej sú prezentované jednotlivé výsledky prevedených simulácií na konkrétnom probléme.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi \cdot d_2} \quad (1)$$

$\gamma$  – uhol skrutkovice [°]  
 $s$  – stúpanie závitů [mm]  
 $d_2$  – stredný priemer skrutky [mm]

Podľa zmyslu otáčania môže byť skrutkovica pravá alebo ľavá. V praxi má skrutkovica s ľavým závitom skôr význam poistenia spoja alebo jeho aretácie. Rovnako ako aj v tejto práci je omnoho častejšie využívaný pravý typ závitů.



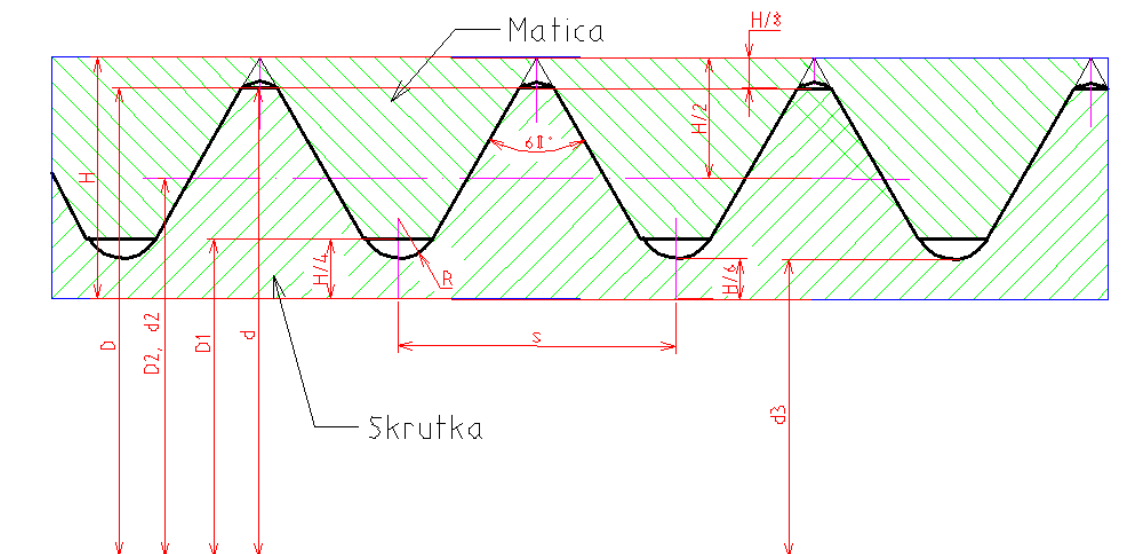
Obr. 5 – Zobrazenie skrutkovice so zmyslom otáčania – pravý zmysel otáčania (vľavo) a ľavý zmysel (vpravo) [3]

Vzhľadom k plneniu požadovanej funkcie sa skrutky kategorizujú na skrutky pohybové, skrutky pre zvláštne účely alebo na upevňovacie a spojovacie skrutky. Posledný spomínaný typ bol použitý aj pre konkrétny problém v tejto práci.

### Druhy závitů

V tejto časti diplomovej práce sú stručne charakterizované najdôležitejšie a najviac používané normalizované druhy skrutkových závitů. Pre riešený prípad spojenia turbodúchadla a hlavy valcov je použitý ostrý, jednochodový, metrický závit s orientovaním v pravom smere. Normované rozmery metrického závitů sú zobrazené na obr. 6. Zvyšné druhy normovaných závitů sú spomenuté len v krátkosti z dôvodu toho, že sa nimi daná práca nezaobrá.

- **Metrický závit** – tento typ je označovaný za ostrý, jednochodový závit. Profil závitů je tvorený rovnoramenným alebo rovnostranným trojuholníkom so zrazenými alebo zaoblenými vrcholmi. Veľkosť vrcholového uhlu je 60°. Používa sa pre spojovacie skrutky. [4]



Obr. 6 – Prierez a rozmery skrutkového spoja typu metrického závitu

- **Withworthov závit** – rozdiel oproti metrickému závitú je v udávaní priemeru závitú v palcoch a stúpanie v počte závitov na jeden palec. Vrcholový uhol je oproti metrickému o  $5^\circ$  nižší. Tento typ sa používa prevažne u starších strojov. [4]
- **Lichobežníkový rovnoramenný závit** – vrcholový uhol tohto závitú má hodnotu  $30^\circ$ . Je používaný väčšinou pre pohybové skrutky jednochodové ale aj viacchodové. [4]
- **Lichobežníkový nerovnoramenný závit (pílovitý závit)** – v tomto prípade nerovnoramenného závitú zvierajú jeden bok spolu s kolmicou na os stredného priemeru závitú uhol  $3^\circ$  a druhý  $30^\circ$ , čo spolu vytvára súčet vrcholového uhla o veľkosti  $33^\circ$ . Tento závit sa používa ako pre jednochodové tak aj viacchodové pohybové skrutky, na ktoré pôsobí zaťaženie v jednom smere. Z dôvodu zaobleného závitového žľabu je možné pílovitý závit použiť aj pre spojovacie a upevňovacie účely. [4]

### 3.1.2 Predpätý skrutkový spoj

Predpätý skrutkový spoj sa všeobecne používa tam, kde sú požadované nasledujúce požiadavky:

- Zvýšenie únavovej pevnosti spojovaných a spojovacích súčastí;
- Zaistenie tesnosti spoja, tzn. vyvodenie tesniaceho tlaku v spoji;
- Zaistenie tuhosti spojenia;
- Zamedzenie vzniku rázov pri striedavom zaťažení alebo zmiernenom účinku rázov. [4]

V rámci všeobecnej definície o predpätom skrutkovom spojení platí, že po dosadnutí matice a hlavy skrutky na spojované časti vzniká ďalším doťahovaním matice predpätie. Z toho vyplýva že skrutka ale aj spojované časti sa pružne deformujú. Skrutky určené pre predpäté spoje podliehajú vysokým zaťaženiam a preto ich menovité napätia sú veľmi blízke prípustným hodnotám. V prípade statického zaťaženia takúto hranicu predstavuje medza ťažnosti. [4]

V prípade riešenom v tejto práci sa jedná o prevedenie predpätia v skrutkovom spoji pri montáži sústavy s cieľom dosiahnuť tesného spojenia medzi turbodúchadlom a hlavou valcov. Vytvorenie predpätia je zadane nie len silovým utiahnutím v zmysle ťahovacieho momentu ale aj pootočením matice o zodpovedajúci uhol pootočenia. Ťahovací moment má za úlohu docieľiť vymedzenie vôle v oblasti závitú a správneho dosadenia skrutkového spoja. Uhol natočenia matice sa prevádza z dôvodu dosiahnutia požadovaného predpätia v spoji.

Riešenie silových pomerov v prípade predpätého skrutkového spoja ovplyvňuje zásadne veľkosť sily predpätia  $F_0$  dosiahnutej v spoji po jeho utiahnutí. Pri ťahovaní matice alebo závrtní skrutky sa prekonáva ťahovacím momentom moment trenia na závrtní skrutky  $M_{tz}$  a moment trenia na matici  $M_{tm}$ . Na základe tohto tvrdenia musí platiť rovnica č. 2. [3]:

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} \quad (2)$$

$M_u$  – ťahovací moment [N·mm]

$M_{tz}$  – moment trenia na závrtní skrutky [N·mm]

$M_{tm}$  – moment trenia medzi maticou a podložkou [N·mm]

Moment trenia na matici sa určí podľa rovnice č. 3 [3]:

$$M_{tm} = F_{tm} \cdot \frac{D_m}{2} = F_0 \cdot f_m \cdot \frac{D_m}{2} = F_0 \cdot f_m \cdot \frac{s+D_0}{4} \quad (3)$$

$f_m$  – súčiniteľ trenia na stykovej ploche matice [-]

$D_m$  – priemer stykovej plochy [mm]

$F_0$  – sila predpätia [N]

$s$  – stúpanie závitú [mm]

Po spätnom dosadení rovnice č. 3 [3] do rovnice č. 2 [3] vznikne konečná rovnice č. 4 [3], ktorá udáva hodnotu ťahovacieho momentu predpätého spoja:

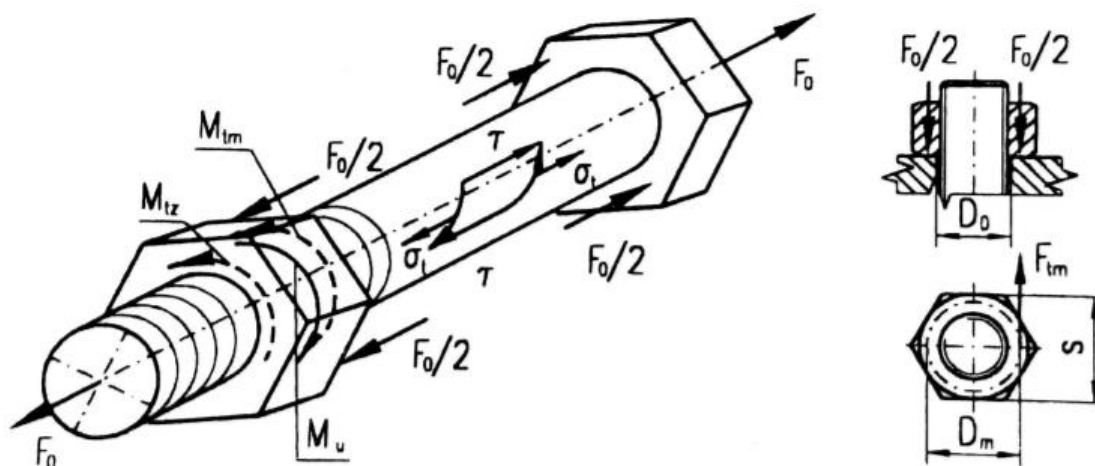
$$M_u = M_{tz} + M_{tm} = F_0 \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_0 \cdot f_m \cdot \frac{D_m}{2} \quad (4)$$

$\gamma$  – uhol skrutkovice [°]

$\varphi'$  – trecí uhol [°]

$d_2$  – stredný priemer skrutky [mm]

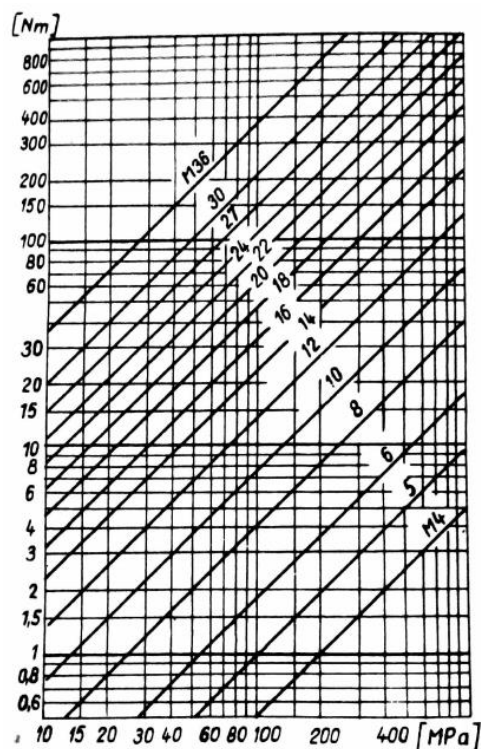
Pre priblíženie reálnej situácie silových pomerov v prípade predpätého spoja je na obr. 7 znázornená ukážka predpätého skrutkového spoja skrutky a matice.



Obr. 7 – Silové pomery pri predpätom spoji [3]

Najväčší vplyv na veľkosť predpätia  $F_0$  pri utiahnutí spoja ťahovacím momentom  $M_u$  podľa rovnice č. 4 má koeficient trenia na závitoch  $f$  a súčiniteľ trenia na stykových plochách  $f_m$ . Hodnota koeficientu trenia  $f$  je zahrnutá v trecom uhle  $\varphi'$ . [3] Vplyvu veľkosti súčiniteľa trenia v oblasti závitov a stykových plôch je venovaná nasledujúca podkapitola 3.1.3.

K orientačnému určeniu hodnoty napätia, pri priťahovaní rôznymi hodnotami krútiacich momentov slúži diagram, na ktorom je uvedené porovnávacie napätie v závislosti na ťahovacom momente  $M_u$ . Je teda možné pre dovolené napätie nájsť približnú hodnotu medznej veličiny ťahovacieho momentu. Na obr. 8 je znázornený diagram závislosti ťahovacieho momentu na odpovedajúcom vzniknutom napätí.

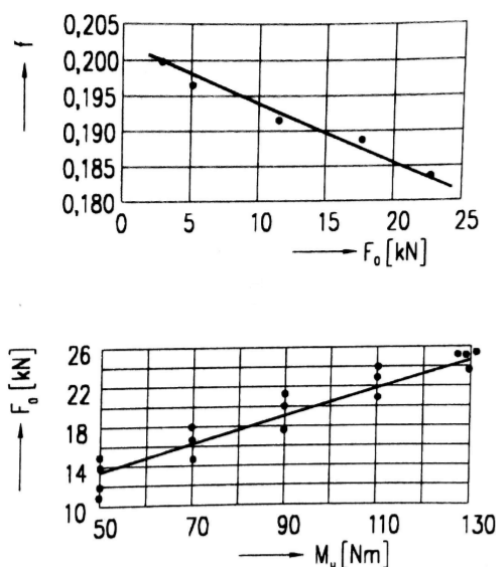
Obr. 8 – Ťahovací moment  $M_u$  a napätie pre rôzne normované rozmery skrutiek [8]

Na základe priložených rovníc a diagramu je možné tvrdiť, že na hodnotu napätie v skrutke má výrazný vplyv aj parameter normovaného priemeru skrutky. So zvyšujúcou sa hodnotou priemeru by vzhľadom k teórii mala úmerne klesať hodnota dosiahnutého napätia v skrutke, čo vedie k stabilnejšiemu správaniu sa skrutkového spoja pri zaťažení. V dôsledku tohto tvrdenia bola do senzitívnej analýzy zahrnutý aj variant, kde figuruje zmena rozmeru skrutky z pôvodnej M8 na M10. Dosiahnutým výsledným hodnotám napätí v skrutke a vzájomnému porovnaniu je venovaná podkapitola 8.3, v ktorej sa vyskytuje konkrétny problém riešený v tejto práci.

### 3.1.3 Súčiniteľ trenia v závitoch a na stykových plochách

Vplyv hodnoty súčiniteľa trenia v oblasti závitov ale aj stykových plôch je považovaný za najvýznamnejší. Medzi najvýhodnejšie súčinitele trenia patrí druh jemne obrobeného závit. Prevedenie obrobenia závitov tvárením alebo rezaním nemá podstatný vplyv na súčiniteľ trenia v závite  $f$ . [3] Čo však nesie prioritný význam je povrchové obrobenie plôch, predovšetkým v mieste závitov. Drsnosť vzájomne odpovedajúcich si povrchov je veľmi dôležitá, z hľadiska správania sa skrutkového spoja. V prípade, že by bola hodnota drsnosti povrchu v oblasti závitov príliš vysoká, môže ľahko dôjsť až k zadreniu spoja, čo väčšinou vedie k úplnej strate funkčnosti. Naopak v prípade nízkej hodnoty drsnosti dochádza ku sklzu a v rámci spojovacieho spojenia môže dôjsť k strate tesnosti a predpätia.

Znižovanie súčiniteľov trenia pri mazaných závitoch vedie k vyššiemu využitiu únosnosti skrutky namáhanej na ťah avšak môže to ohroziť samosvornosť skrutkového spoja. Samosvornosť je dôležitá pre dodržanie požadovanej hodnoty predpätia a aby nedošlo k uvoľneniu spoja. Všeobecne však je možné predpokladať, že nižšie hodnoty trenia v závite  $f$  platia pre väčšie zaťaženia. Táto skutočnosť vyplýva aj z diagramu na obr. 9 (horná časť), kde je zobrazená závislosť súčiniteľa trenia v závite na veľkosti osovej sily  $F_0$  v skrutke, konkrétne pre skrutku z kola automobilu o rozmere M14 x 1,5. Taktiež platí, že rozptyl hodnôt súčiniteľa trenia v závite a v mieste stykových plôch spôsobuje rozptyl veľkosti osovej sily v skrutke pri opakovanom dotiahnutí, čo je zrejmé z obr. 9 (dolná časť). [3]



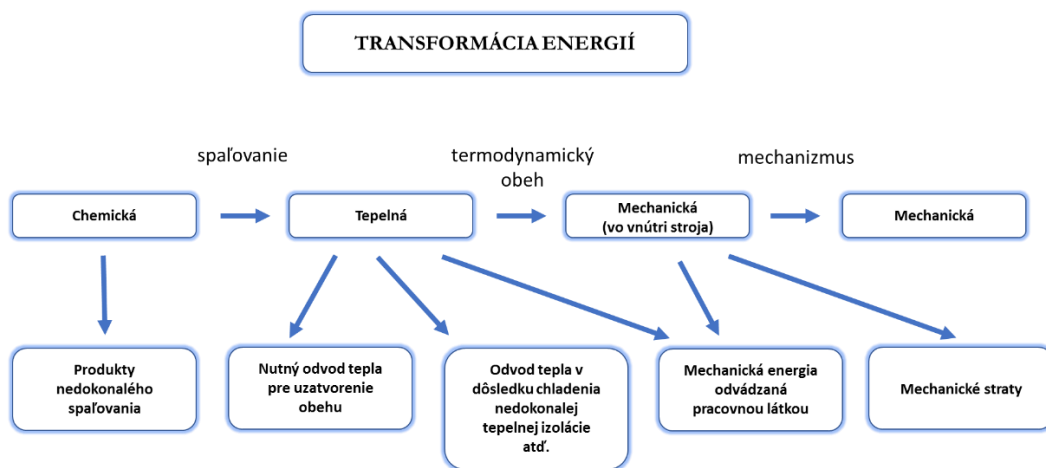
Obr. 9 – Závislosť osovej sily v skrutke na súčiniteli trenia v závite (horná časť) a závislosť osovej sily na ťahovacom momente (dolná časť) pre skrutku M14 x 1,5 [3]



Parameter súčiniteľa trenia je dôležitý pre výsledné plnenie požadovanej funkcie spojovacieho spoja. Na základe uvedených teoretických poznatkov bol následne tento parameter zahrnutý, ako ďalší variant pre realizáciu simulácie na riešenom probléme, o ktorom podrobnejšie pojednáva podkapitola 8.2.

#### 4 Úvod do problematiky spaľovacích motorov

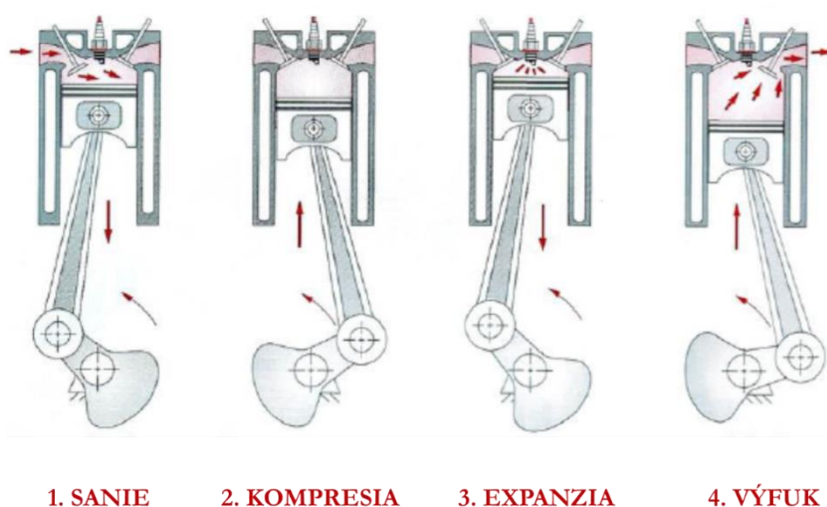
Spaľovací motor je tepelný stroj, ktorý na základe spaľovania paliva získava tepelnú energiu, ktorá je následne transformovaná na energiu mechanickú, viď. obr. 10. [9] Jeden z hlavných predstaviteľov piestových spaľovacích motorov je štvordobý motor. Jeho komponenty dôležité pre túto prácu budú podrobnejšie popísané v podkapitole 4.2.



Obr. 10 – Transformácia energií [9]

##### 4.1 Pracovný cyklus štvordobého spaľovacieho motoru

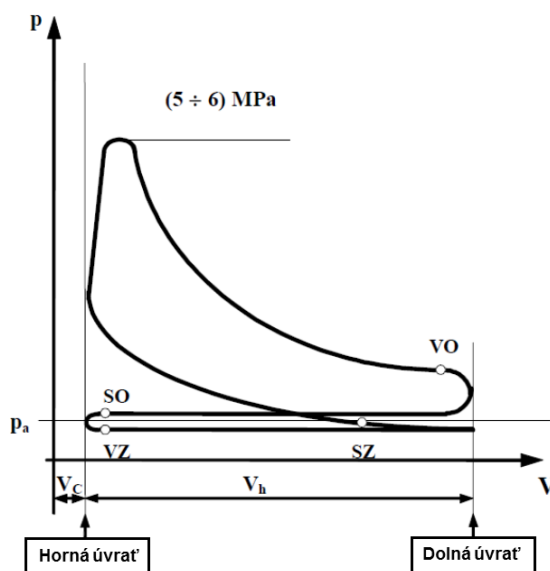
Ako príklad funkcie piestového spaľovacieho štvordobého motoru je uvedený zážihový motor na obr. 11, kde sú znázornené štyri fázy pracovného cyklu. Tieto fázy platia rovnako aj pre vznetový motor s rozdielom podstaty zapalovania zmesi a druhu paliva. Zatiaľ čo pri zážihovom (benzínovom) motore zapaluje zmes paliva a stlačeného vzduchu sviečka, v prípade vznetového, motora sa vyskytuje miesto zapalovacej sviečky žhaviaca sviečka, ktorá má svoje opodstatnenie pri studenom štarte motoru, kde zohreje stlačený vzduch na požadovanú teplotu expanzie a následne sa do valca vstriečne dané množstvo paliva.



Obr. 11 – Fázy pracovného cyklu motora [10]

1. **Sanie** – trajektória piestu z hornej do dolnej úvrate s otvoreným sacím ventilom, kde v dôsledku podtlaku je spôsobené nasávanie čerstvého vzduchu do valca.
2. **Kompresia** – piest sa pohybuje späť do hornej úvrate, kedy zároveň stlačuje nasatý vzduch a nastáva priame alebo nepriame vstreknutie paliva do priestoru kompresného objemu. Obidva ventily sú uzatvorené.
3. **Expanzia** – pri dosiahnutí pred hornou úvratou za pomoci iskry vydané zo sviečky, nastáva zapálenie zmesi a teda expanzia. Ventily sú stále v uzatvorenej polohe.
4. **Výfuk** – pri opätovnom pohybe z dolnej úvrati do hornej úvrati, sa zároveň otvára výfukový ventil a spaliny, ktoré vznikli pri expanzii pokračujú ďalej do výfukového systému

Otváranie a zatváranie ventilov je riadené vačkovým hriadeľom, ktorý je prepojený s kľukovým hriadeľom a ďalšími potrebnými komponentami pomocou rozvodového mechanizmu. Týmto štyrom fázam pracovného obehu motora zodpovedá taktiež indikátorový diagram, znázornený na obr. 12, ktorý popisuje závislosť objemu vo valci na tlaku a jednotlivé fázy cyklu.



Obr. 12 – Indikátorový diagram zážihového motora [1]

SO – otváranie sacieho ventilu

SZ – úplne uzatvorený sací ventil

VO – otváranie výfukového ventilu

VZ – úplne zatvorený výfukový ventil

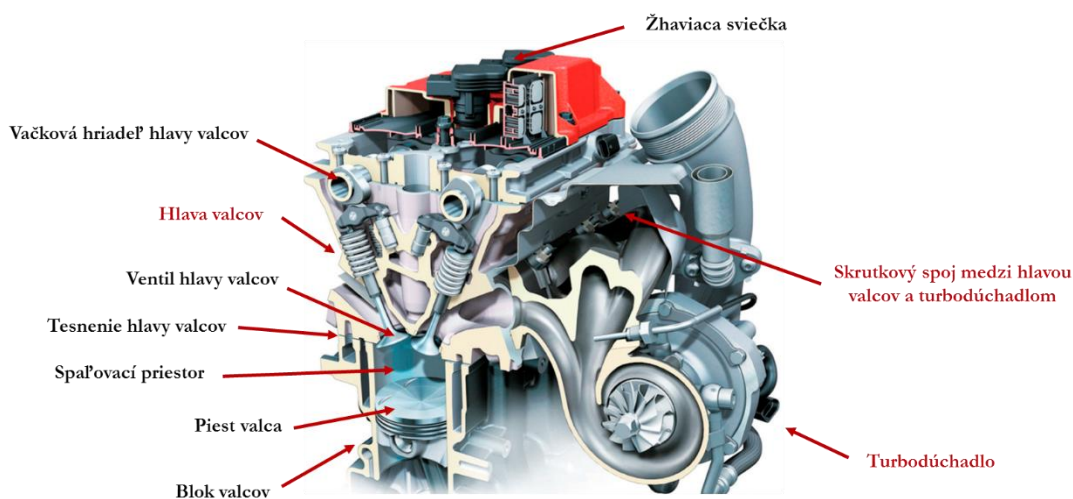
$V_h$  – kompresný objem

$V_c$  – objem nad hornou úvratou

Všetky tieto vyššie spomínané fázy cyklu motora prebiehajú v uzatvorenom pracovnom priestore, konkrétne v mieste nad piestom valca. U štvordobého motora sú valce usporiadané do bloku valcov.

## 4.2 Hlavné časti spaľovacieho motora

O oblasti spaľovacích motorov je všeobecne mnoho literárnych prameňov, ktoré obsahujú vysvetlenie podstaty, využitia, ale aj konštrukčného usporiadania jednotlivých komponentov. A práve z tohto dôvodu, boli pre túto podkapitolu vybrané len potrebné súčasti motora, ktoré sú dôležité pre ďalšie priblíženie danej problematiky riešenej v rámci diplomovej práce. Konkrétne sa jedná o hlavu valcov, turbodúchadlo, tesnenie a samozrejme riešený skrutkový spoj medzi týmito súčastami. Popis zvyšných súčastí motora nebol do prehľadu teórie zahrnutý, pretože svojím obsahom neovplyvňujú výsledky simulácií prevedených v rámci tejto diplomovej práce. Pre priblíženie usporiadania dôležitých konštrukčných súčastí motora je uvedený obr. 13. V danom prípade sa jedná o typ vznetrového spaľovacieho motora. Na obrázku je možné rozlíšiť, v ktorom mieste sa nachádza skrutkový spoj medzi turbodúchadlom a hlavou valcov. Práve tento prvok, tvorí podstatu problematiky tejto práce, pričom podrobnejšiemu rozboru sa venuje kapitola č. 8. Názvy označené červenou farbou predstavujú základnú sústavu geometrie a následne výpočtového modelu, čo je rozpracované v kapitole č. 7.



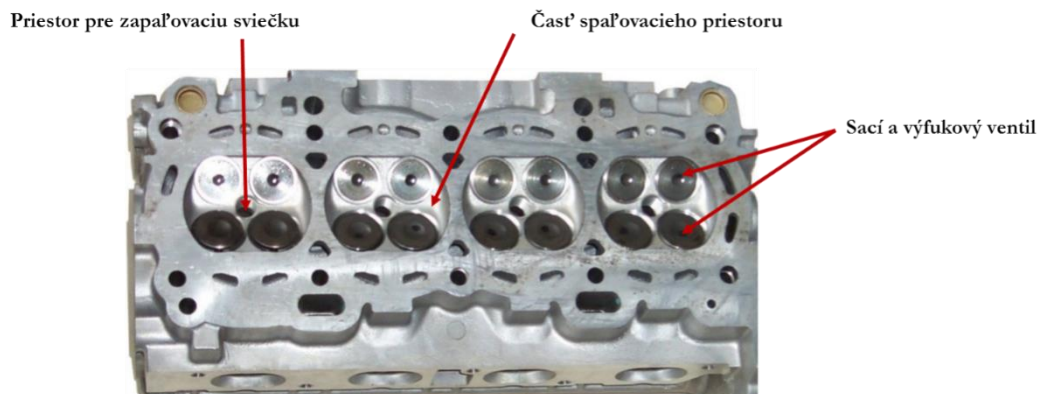
Obr. 13 - Príklad uchytenia turbodúchadla k hlave valcov [11]

### 4.2.1 Hlava valcov

Hlava valcov uzatvára spaľovací priestor. K bloku valcov je hlava pripevnená skrutkami alebo svorníkmi hlavy valcov, pričom je utesnená vloženým tesnením hlavy valcov. U štvordobých motorov musí konštrukcia hlavy zabezpečovať aj výmenu náplne valcov motora. V hlave sú umiestnené výfukové a sacie kanály spolu s ventilmi a časťami rozvodového mechanizmu ovládajúceho otváranie a zatváranie ventilov. V prípade zážihových motorov je v hlave umiestnená zapaľovacia sviečka, ktorá má za úlohu vydanie iskry a zapálenie zmesi vo valci. V časti hlavy nad piestom je vytvorený kompresný priestor. [12]

Výrazný rozdiel v konštrukcii hlavy určuje spôsob chladenia motora. V prípade motorov, kde chladiacou emulziou je kvapalina, tvorí hlava spolu s valcami jeden celok. [12] Typ s kvapalinovým chladením je použitý aj pre prípad riešený v tejto práci. Medzi ďalšie podstatné konštrukčné rozdiely patrí napríklad počet sacích a výfukových ventilov.

V praxi sa používa dvojventilová, trojventilová, štvorventilová ale aj päťventilová hlava valcov. Ako príklad zo spomínaných druhov hláv valcov je na obr. 14 zobrazená štvorventilová hlava valcov spaľovacieho motora.



Obr. 14 - Štvorventilová hlava valcov spaľovacieho motora [13]

Každá hlava v spojení s blokom valcov odoláva vysokým tlakom a teplotám. To vedie k požiadavke vysokej pevnosti hlavy valcov ale taktiež k primeranej tepelnej rozťažnosti. Týmto podmienkam dostatočne vyhovujú liatiny. Pre výrobu hláv valcov sa najčastejšie používa šedá liatina alebo hliníkové zliatiny. [9] Dané materiály spĺňajú okrem technických a bezpečnostných požiadaviek aj predpoklad relatívne nízkych nákladov, čo zabezpečuje veľmi dobrú efektívnosť využitia zdrojov. Hlava valcov, ktorá je súčasťou riešenia problému, nie je materiálovo odlišná.

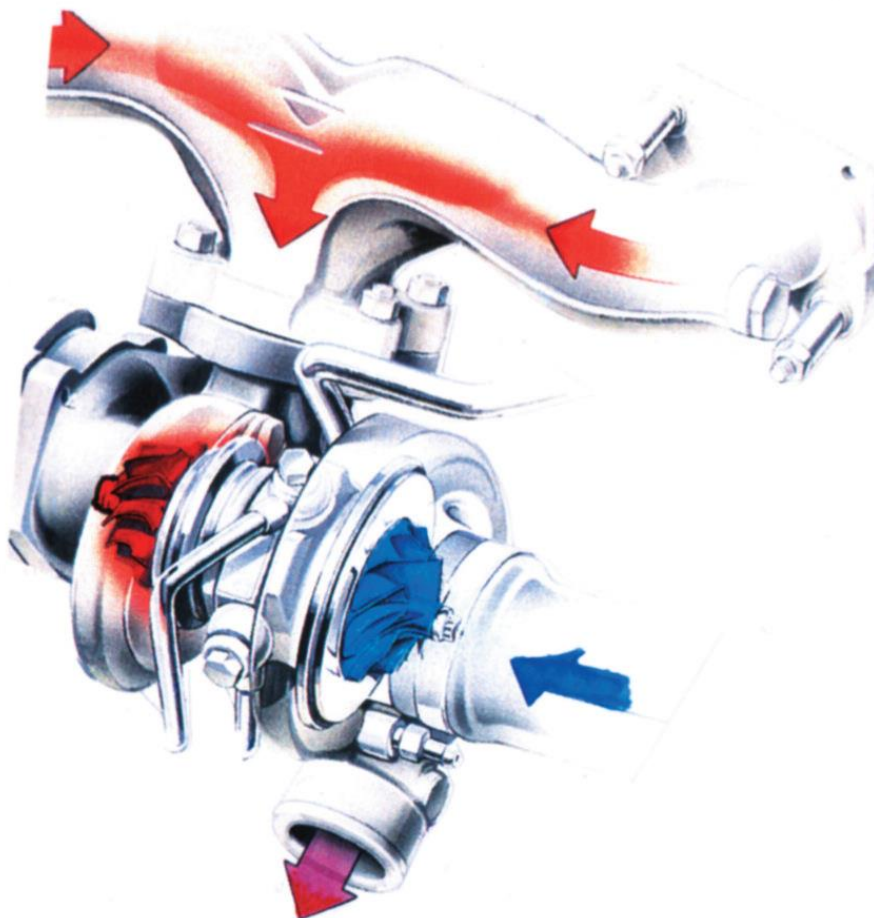
#### 4.2.2 Konštrukcia a využitie turbodúchadla

Zo známych spôsobov preplňovania sa už aj u zážihových motorov stále viac presadzuje preplňovanie turbodúchadlom. Turbodúchadlá umožňujú dosiahnuť vysokých krútiacich momentov v kombinácii s motormi s malým objemom a výkonov s dobrou účinnosťou motora. V porovnaní s atmosféricky plneným motorom rovnakých výkonnostných parametrov je preplňovaný motor fyzicky menší s vyššou výkonnosťou. [12] Zavedenie tohto technického prvku do spaľovacích motorov prinieslo niekoľko významných výhod. Zatiaľ čo v minulosti k dosiahnutiu vysokého výkonu bolo potrebné adekvátne zvýšiť objem motora, dnes túto otázku vyrieši zakomponovanie turbodúchadla. Zmenšovanie objemov má okrem úspory hmotnosti a použitého materiálu, nespornú výhodu aj v znižovaní hodnôt emisií, čo predstavuje prioritu z hľadiska zdravotnej stránky ľudstva.

Nevýhodou motoru s preplňovaním je pridanie ďalšej mechanickej súčasti, ktorá zvyšuje pravdepodobnosť poruchy kvôli svojej vysokej citlivosti na prevádzkových podmienkach.

Samotná konštrukcia turbodúchadla pozostáva z kompresora a výfukovej turbíny, ktorej lopatkové kolesá sú umiestnené na spoločnej hriadieli. Z hľadiska vysokých otáčok v rozmedzí 20 000 až 280 000 1/min je kladený vysoký dôraz na presnosť výroby a taktiež na vyváženie rotoru. V sklzných puzdriach sú uložené ložiská, ktoré sa otáčajú v otvoroch mazaných olejom, v rovnakom zmysle ako hriadeľ. Mazanie ložísk je prevedené napojením na mazací systém motora. [12] V prípade nesprávneho motorového oleja alebo zanedbania jeho pravidelnej výmeny často dochádza k poškodeniu až ku zničeniu turbodúchadla.

Výfuková turbína premieňa energiu výfukových plynov na rotačnú energiu čím uvádza do pohybu kompresor. Ten nasáva čerstvý vzduch, ktorý ďalej stlačený dopravuje cez chladič stlačeného vzduchu, klapku a sacie potrubie až do jednotlivých valcov motora. [12] Ilustratívny príklad prúdenia spalín turbodúchadlom je zobrazený na obr. 15.



Obr. 15 – Ilustratívny príklad prúdenia turbodúchadlom [11]

### **Problematika turbodúchadla**

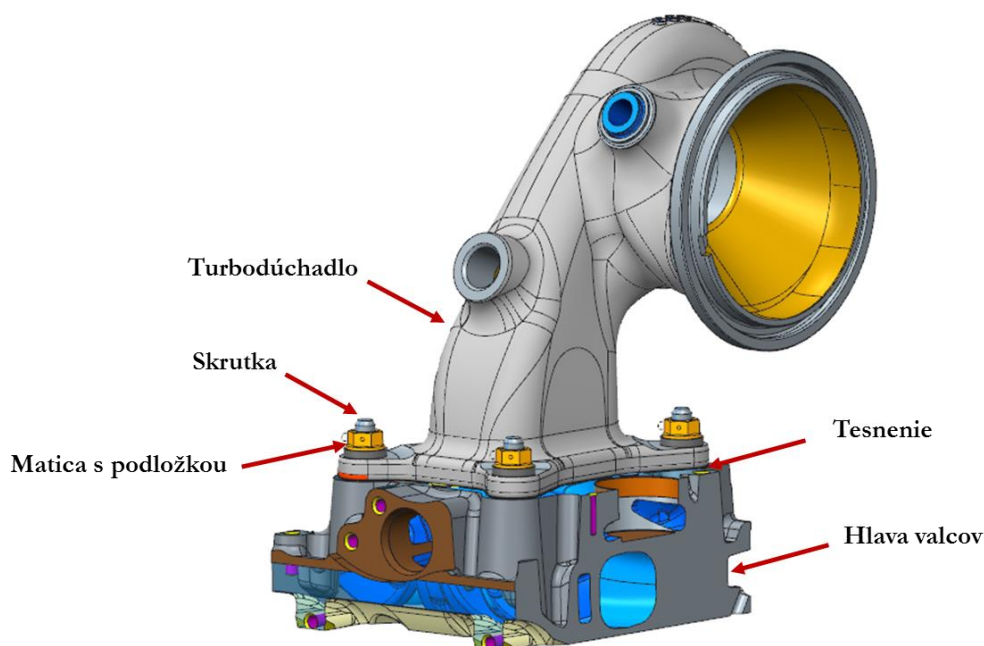
Turbodúchadlo je jedno z najcitlivejších súčastí každého spaľovacieho motora. Zo zaťaženia pôsobiacich na turbodúchadlo majú najväčší vplyv na konštrukciu účinky vysokého tlaku vzduchu a teploty. Pre túto prácu je skúmaný práve účinok teploty. Ako už bolo uvedené vyššie, funkcia turbodúchadla je premena energie výfukových plynov. To má za dôsledok vysoké prevádzkové teploty. Z fyzikálnych vlastností vyplýva, že pri zvýšení teploty má materiál tendenciu rozpínať sa, resp. zväčšovať svoj objem. Silové účinky vyvolané tepelnou rozťažnosťou turbodúchadla sa prejavujú ohybovým zaťažením skrutkového spoja. Mimo ohybového namáhania je spoj zaťažený taktiež predpätím, ktoré bolo vyvolané pri montáži tejto sústavy. Spojenie týchto dvoch zaťažení sa prejavuje na súčasti kombinovaným zaťažením.

Pohyby turbodúchadla, spôsobené jeho tepelnými cyklami, majú za následok povolovanie skrutkového spoja turbodúchadla a hlavy valcov.



## 5 Geometria modelu

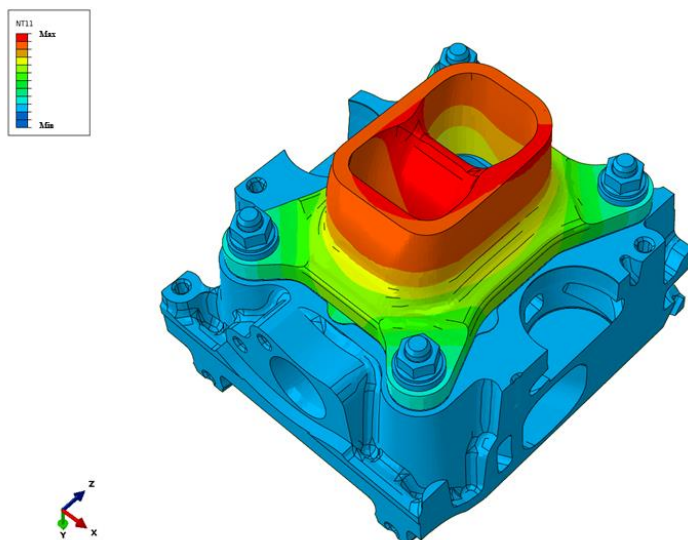
V kapitole 5 sú uvedené jednotlivé komponenty sústavy, ktoré predstavujú celok modelu, riešeného v tejto práci. Konkrétne sa jedná o časť hlavy valcov spaľovacieho motora, turbodúchadlo, ich vzájomné tesnenie, skrutkový spoj, tvorený zo skrutky a matice s integrovanou podložkou. Sprostredkovateľom podkladov geometrie je spoločnosť AUDI AG, pre ktorú je táto práca prioritne riešená. Jednotlivé obrázky použitej geometrie sú uvedené bez rozmerov z dôvodu dodržania mlčanlivosti a zachovania firemného tajomstva. Všetky diely modelu boli vytvorené v programe Pro Engineer. Na obr. 16 je znázornená celá sústava, z ktorej je možné rozpoznať akým spôsobom sú určité časti k sebe spojované.



Obr. 16 – Sústava turbodúchadla a hlavy valcov [7]

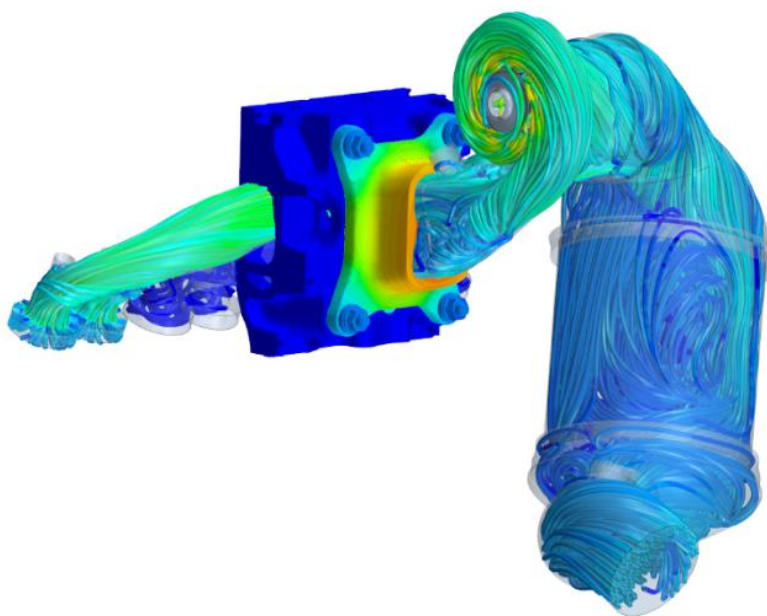
### Turbodúchadlo

Ako už bolo spomenuté vyššie, turbodúchadlo je veľmi citlivá konštrukčná súčasť na zmenu teplôt a tlaku vzduchu. Dôležité pre túto prácu sú však tepelné cykly v ktorých turbodúchadlo pracuje. Na obr. 17 sú znázornené výsledky teplôt zo simulácií, tzv. teplotného modelu, konkrétneho turbodúchadla, ktoré slúžia ako vstupné data pre štruktúrny model. Hodnoty zodpovedajú poslednému otepľovaciemu cyklu nastaveného v časovom kroku zaťažovania. V tejto práci, z dôvodu zachovania firemného tajomstva, nie je možné uviesť konkrétne kritické hodnoty teplôt. Uvedené znázornenie však poskytuje predstavu, kde sa vyskytujú najnebezpečnejšie oblasti. Týmito miestami sa rozumie oblasť s najvyššou teplotou a teda najväčšou rozpínavosťou. Práve rozpínavosť materiálu spôsobuje posuvy turbodúchadla voči hlave valcov, čo má za následok ohýbanie skrutkového spoja a teda dochádza k povolovaniu skrutkového spoja. Je dôležité uvedomiť si, že turbodúchadlo sa pohybuje v omnoho vyšších teplotách než hlava valcov. V dôsledku toho dochádza k vyšším hodnotám posuvov predovšetkým vzhľadom k ploche hlavy valcov.



*Obr. 17 – Zobrazenie teplôt namapovaných na štruktúrally výpočtový model*

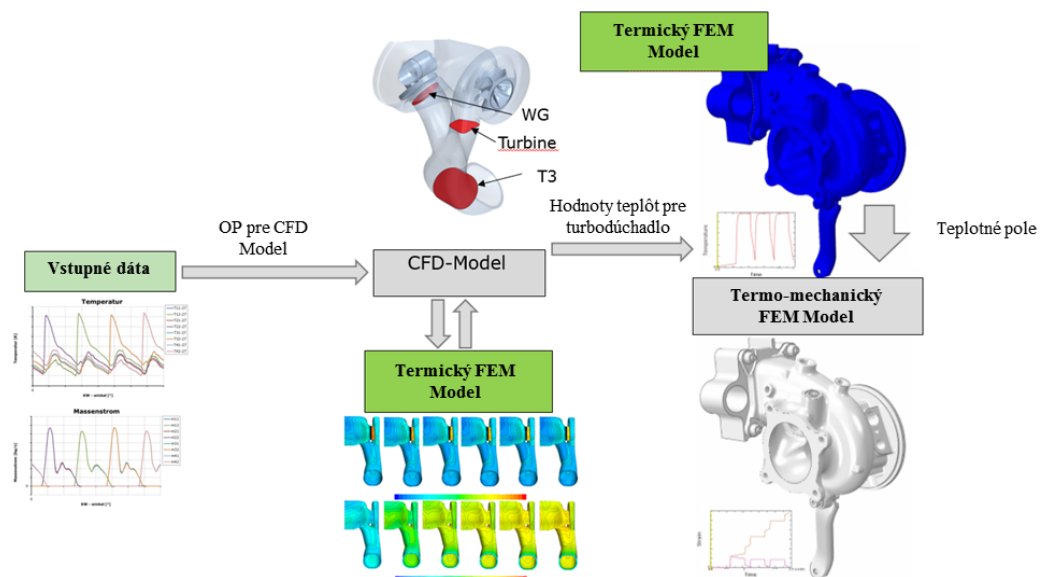
Pre priblíženie situácie je na obr. 18 znázornený výsledok simulácie prúdenia turbodúchadla, v ktorom sú naznačené trajektórie a rýchlosť prúdnic v určitom časovom okamihu procesu spaľovacieho motora. Táto simulácia prúdenia tvorí podstatu získania dát tepelného zaťažovania pre štruktúrally model. Aby bolo možné dosiahnuť požadovaných vstupných dát je potrebné previesť niekoľko simulácií. Princíp spočíva v prevedení CFD výpočtu, kde vstupné parametre predstavujú hmotnostný prietok a teplota. Výpočet sa prevádza tranzientne s krokom  $1^\circ$  otočenia klukovej hriadele. Ako výstup slúži hodnota teploty a koeficientu prestupu tepla, ktorý sa ďalej nastaví ako okrajová podmienka do štruktúrného modelu. Z prepočtu ako výstup slúžia hodnoty teplôt pre oteplenie a ochladenie sústavy. Proces tohto výpočtu podlieha ďalším iteráciám aby sa dosiahlo čo najpresnejších hodnôt teplôt ochladenia a oteplenia sústavy, ktoré môžu byť ďalej aplikované na simulácie podobného charakteru, ako je riešené aj v rámci tejto diplomovej práce. Z paxe sa prevedenie tejto iterácie prevádza do chvíle, pokiaľ rozdiel medzi jednotlivými výsledkami nedosiahne  $5^\circ \text{C}$ .



*Obr. 18 – Zobrazenie prietoku rýchlosti prúdnic v danom časovom okamžiku [7]*

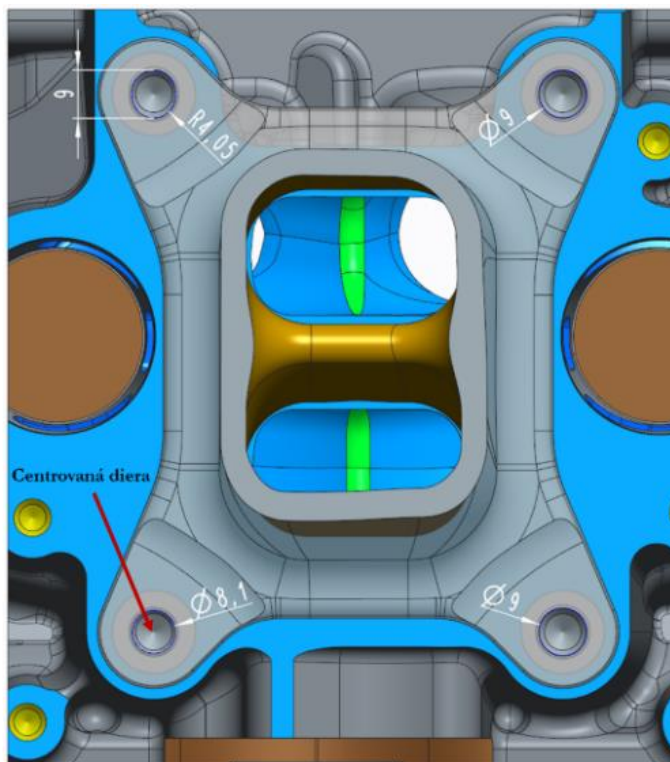


Pre priblíženie situácie prevedenia vyššie opisovaného výpočtu s cieľom získať tepelné pole pre aplikáciu na daný štruktúrny model v tejto práci je na obr. 19 uvedená schéma.



Obr. 19 – Schéma vytvorenia tepelného poľa pre štruktúrny model [7]

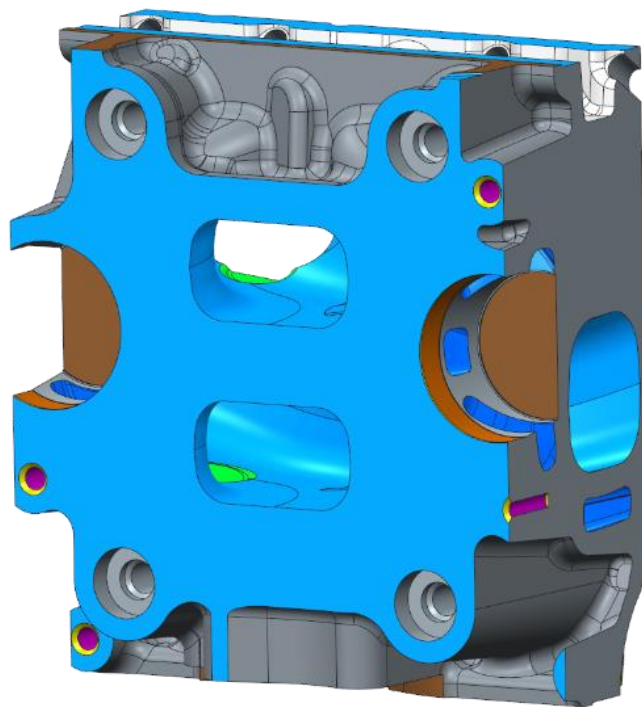
V dôsledku správneho prevedenia montáže sú v rámci turbodúchadla zakomponované jednotlivé konštrukčné prevedenia otvorov pre závrtné skrutky. Konkrétne sa jedná o cetrovanú diera, ktorá sa nachádza v ľavom dolnom rohu ale aj otvory s vyššou voľou osadenia voči skrutke. Takto konštrukčné riešenie prináša výhody v oblasti tepelného zaťažovania, kde skrutky osadené v otvoroch s voľou majú vyššiu odolnosť voči ohybu, spôsobeného rozpínaním turbodúchadla. Prevedenie spomínaných otvorov pre skrutky normovanej veľkosti M8 je znázornené na obr. 20 spolu so zakótovanými rozmermi.



Obr. 20 - Konštrukčné prevedenie otvorov turbodúchadla pre závrtné skrutky [7]

### **Hlava valcov**

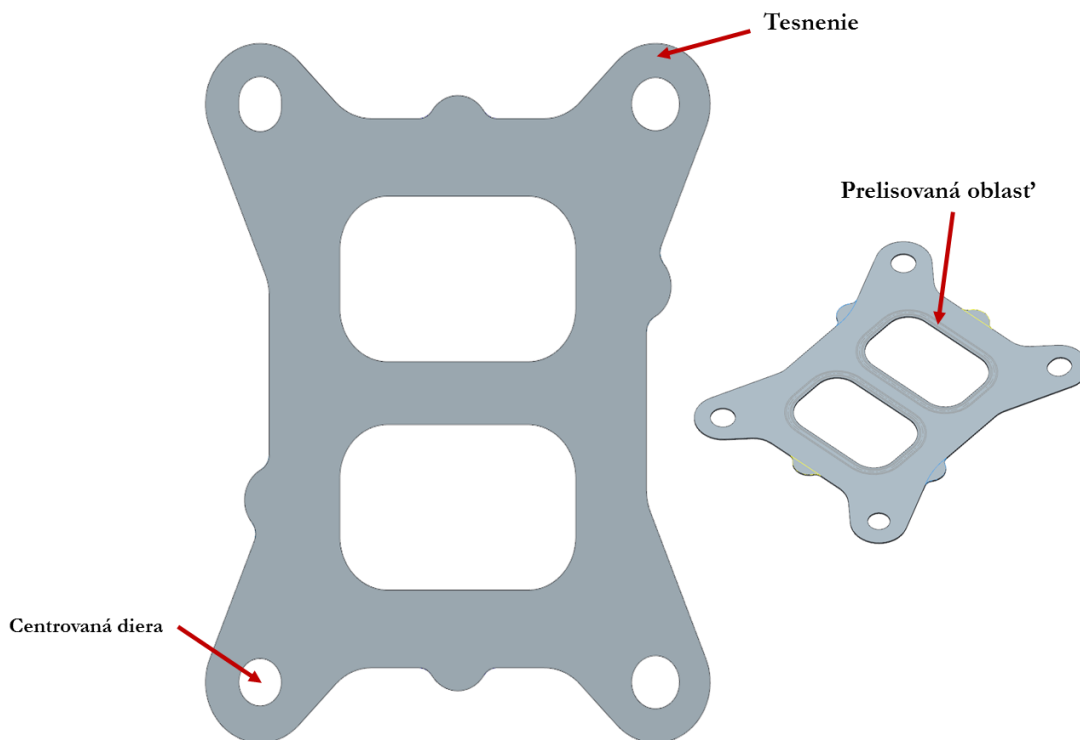
Rovnako ako turbodúchadlo tak aj hlava valcov sa radí medzi citlivé súčasti spaľovacieho motora, vďaka vysokému namáhaniu nie len mechanického charakteru ale aj toho tepelného. Na obr. 21 je znázornené konštrukčné usporiadanie stykovej plochy medzi tesnením a hlavou valcov. Taktiež aj prevedenie otvorov pre závrtné skrutky a ich vzájomné usporiadanie. Jednotlivé otvory pre skrutky sú doplnené o osadenie v hlave. Tento prvok má za následok lepšie správanie skrutky pri kombinovanom namáhaní a taktiež ku zvýšeniu tesnosti spoja. Otvory pre skrutky predstavujú normalizovanú veľkosť M8.



*Obr. 21- Geometria hlavy valcov a usporiadanie otvorov pre závrtné skrutky [7]*

### **Tesnenie hlavy valcov a turbodúchadla**

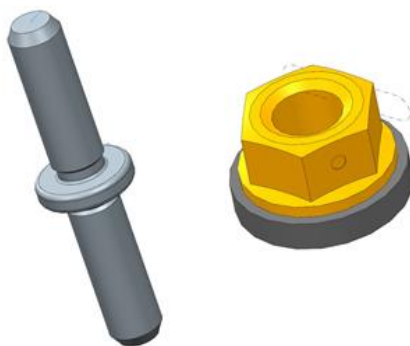
Funkciou tesnenia je hermetické uzatvorenie priestoru, v tomto prípade medzi hlavou valcov a turbodúchadlom. Tesnenia pre tieto účely môžu byť jedno alebo viac vrstvé, čo znamená že sa skladajú z jednej alebo viacerých vrstiev tenkého tesniaceho plechu vyrobeného z ocele alebo hliníku. V rámci tohto modelu sa vyskytuje dvojité tesnenie z ocele. Jeho konštrukcia je zobrazená na obr. 22 spolu s vyznačenými oblasťami v mieste priechodu spalín medzi hlavou a turbodúchadlom. Spomínaná, tzv. prelisovaná oblasť, má za úlohu zabezpečiť vyššiu tesnosť medzi spojenými súčastami aby nedochádzalo k tzv. úniku tlaku. Toto je často zabezpečené zakomponovaním iného druhu materiálu v rámci prelisovanej oblasti, ktorý má nižšiu tuhosť, než okolie tesnenia, kde v dôsledku dotiahnutia spoja pomocou skrutiek dochádza k maximálnej tesnosti. V prípade riešenom v tejto práci sa prelisovaná oblasť tesnenia nachádza na spodnej strane a teda v kontakte s plochou hlavou valcov. Na obr. 22 je taktiež možné si všimnúť, že všetky otvory pre skrutky nie sú rovnakého priemeru a tvaru. To má za následok rozdelenie centrovaných a voľných (prispôsobujúcich) otvorov, rovnako ako pri turbodúchadle. Tento konštrukčný krok má svoje opodstatnenie predovšetkým pri prevedení montáže sústavy, o ktorom detailnejšie pojednáva kap. 7.2.



Obr. 22 - Dvojité tesnenie turbodúchadla a hlavy valcov [7]

### **Skrutkový spoj**

Skrutkový spoj turbodúchadla a hlavy valcov v rámci tejto diplomovej práce predstavuje spojenie skrutky veľkosti M8 spolu s maticou a integrovanou podložkou. Ako je možné rozpoznať z obr. 23, skrutka je tvorená dvoma rovnako dlhými oblasťami pre závit s odsadením. Matica spolu s podložkou tvoria jednotný celok s funkciou možného vzájomného posuvu v nezaťaženom stave. Základné nastavenie závitů bolo uvažované ako M8 so stúpaním závitů 1,25. Táto hodnota stúpania závitů a rozmeru skrutky bola daná poskytnutou konštrukciou. V rámci ďalších podkapitol, bude podrobnejšie rozoberaný aj vplyv parametra stúpania závitů na konečné správanie skrutkového spoja. Rovnako to platí taktiež pre maticu a jej závit. Podkapitola 7.1. obsahuje informácie a odôvodnenie o použití a nastavení závitového kontaktu medzi skrutkou a maticou. Pevnostná trieda skrutiek a matic bola uvažovaná 10.9.



Obr. 23 – Geometria skrutkového spoja [7]

## 6 Model materiálu sústavy turbodúchadla a hlavy valcov

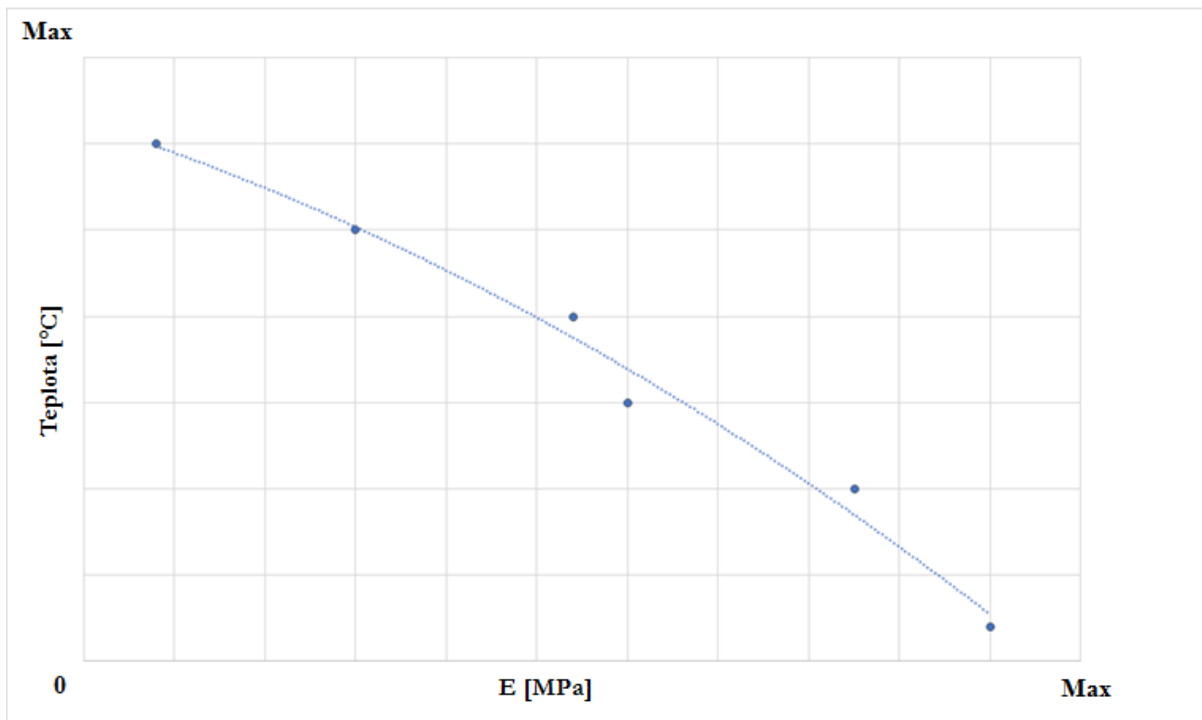
Pre problematiku riešenú v tejto diplomovej práci a s ňou súvisiace výpočty bol zvolený homogénny izotropný elasto – plastický model materiálu s izotropným spevnením, ktorý je definovaný materiálovými charakteristikami a grafmi uvedenými v rámci tejto kapitoly. Predmetný model materiálu bol použitý pre hlavu valcov, turbodúchadlo a taktiež skrutkový spoj. Materiálovým charakteristikám modelu zodpovedajú priložené grafy, ktoré vyjadrujú hodnoty závislosti napätia a pretvorenia v oblasti plasticity. V prípade tesnenia bol uvažovaný homogénny izotropný lineárne pružný model materiálu, ktorého hodnoty sú uvedené v tab. 5 a 6. Pre všetky materiálové dáta použité v tejto práci platí, že so zmenou hodnoty teploty menia aj svoje mechanické vlastnosti. Hodnoty modelov materiálu boli poskytnuté spoločnosťou ŠKODA AUTO a.s., ktorá v rámci koncernu má možnosť testovať materiály a poskytovať reálne vstupné dáta pre realizáciu výpočtov. Z hľadiska dodržania pravidiel utajenia a so zohľadnením ekonomických dôvodov nie je možné uverejniť konkrétne hodnoty jednotlivých použitých materiálov.

### Hlava valcov – AlSi10Mg

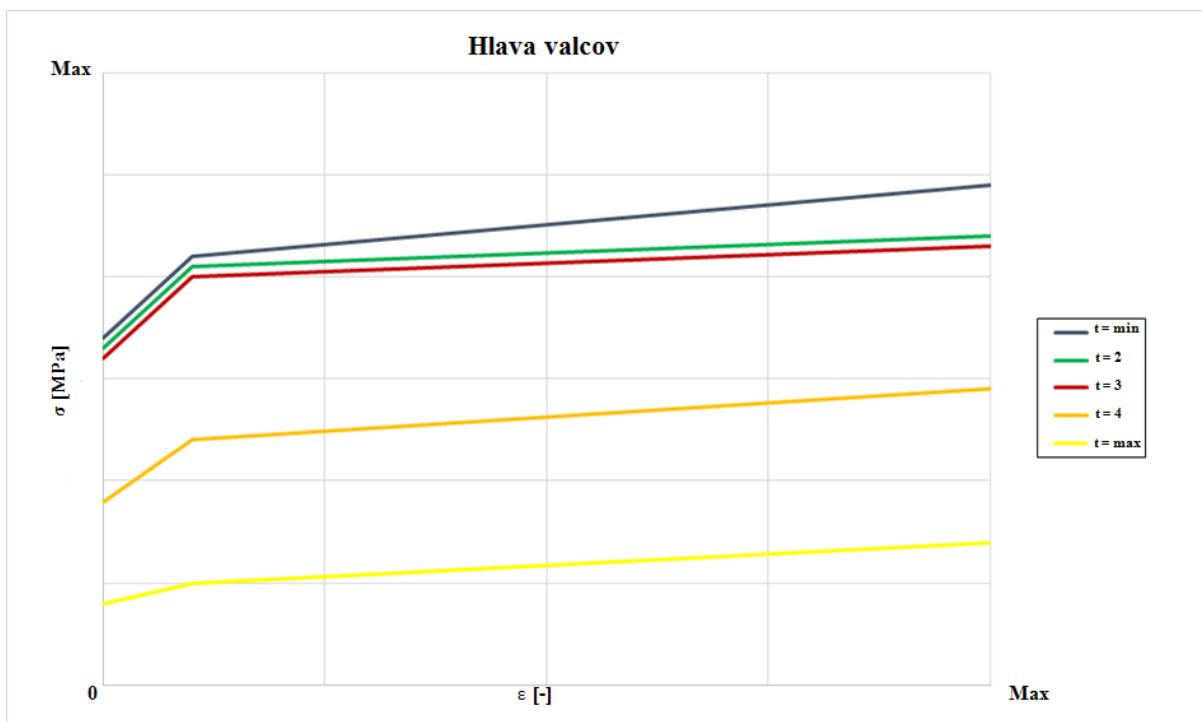
Hlava valcov riešená v prípade tejto práce je považovaná za konštrukčne náročný diel obsahujúci zložitú geometriu s niekoľkými tenkými stenami. Pre prípad takto konštruovanej hlavy valcov je najčastejšie využívaný materiál hliníkovej zliatiny AlSi10Mg, ktorý je ideálny pre splnenie požiadaviek dobrých tepelných vlastností pri nízkej hmotnosti. Hlava valcov je vyrábaná odlievaním hliníkovej zliatiny, ktorá je ešte ďalej tepelne upravovaná s cieľom zlepšiť mechanické vlastnosti. Materiálová charakteristika sú definované hustotou  $\rho$ , Poissonovým pomerom  $\mu$ , ktorých hodnoty sú uvedené v tabuľke 1 a taktiež grafom na obr. 24, ktorý poukazuje na závislosť Youngovho modulu  $E$  [MPa] na teplote  $t$  [°C]. Z grafu je zrejmé, že pri zvyšujúcej sa teplote klesá hodnota modulu pružnosti. Hodnota Poissonovho pomeru však po celú dobu zostáva konštantná. Pre oblasť plastického chovania materiálu sú príslušné charakteristiky opísané pomocou grafu na obr. 25, kde je znázornená závislosť napätia  $\sigma$  [MPa] a pretvorenia  $\varepsilon$  [-] pri rôznych hodnotách teploty. Podklady materiálov, ktoré boli použité v rámci tejto práce boli poskytnuté spoločnosťou ŠKODA AUTO a.s., preto z dôvodu dodržania utajenia nie je možné zverejniť viac údajov než tie, ktoré sú uvedené v odsekoch prislúchajúcich jednotlivým dielom sústavy.

Tabuľka 1 – Poissonov pomer a hustota pre materiál AlSi10Mg [7]

$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	2650
$\mu$ [-]	0,27



Obr. 24 – Závislosť teploty a modulu pružnosti pre materiál hlavy valcov [7]



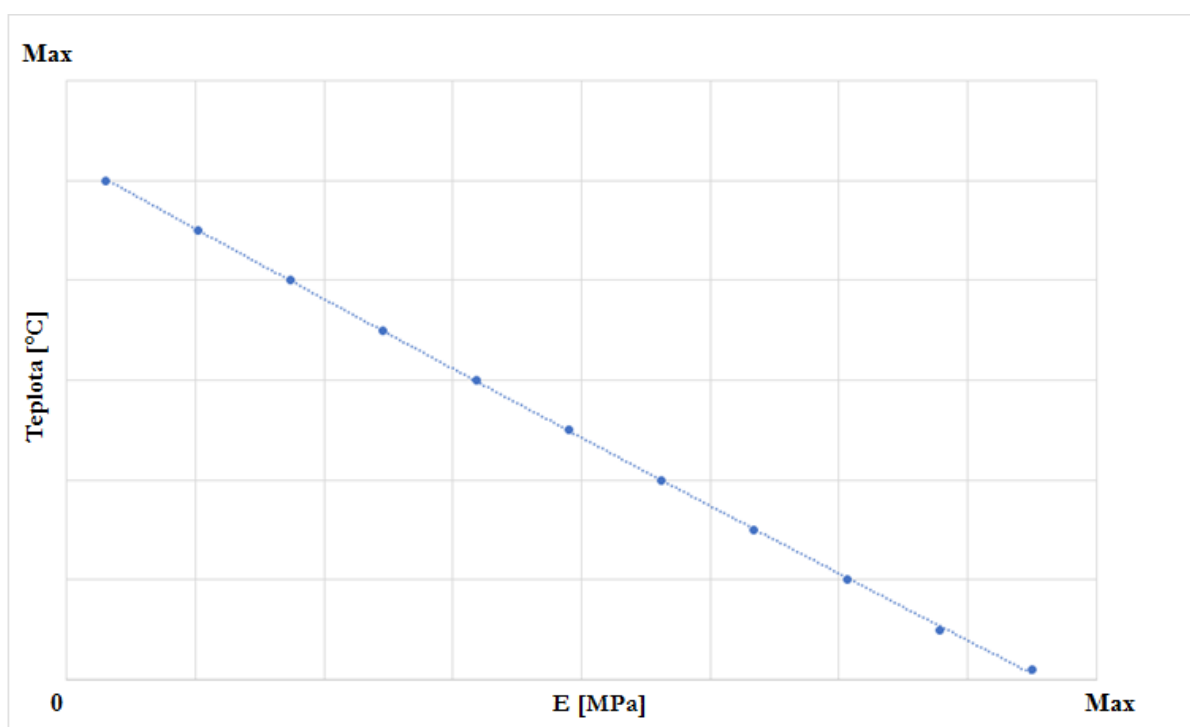
Obr. 25 – Závislosť napätia na pretvorení pri rôznych hodnotách teplôt v rámci plastickej oblasti [7]

**Turbodúchadlo**

V prípade turbodúchadla je použitý materiál austenitická oceľ, ktorého materialové charakteristiky sú definované charakterizované hustotou a Poissonovým pomerom v tabuľke 2. Na obr. 26 je znázornená závislosť modulu pružnosti na teplote. Rovnako ako v prípade hlavy valcov aj pri turbodúchadle ostáva hodnota Poissonovho pomeru nezmenená počas celého priebehu závislosti.

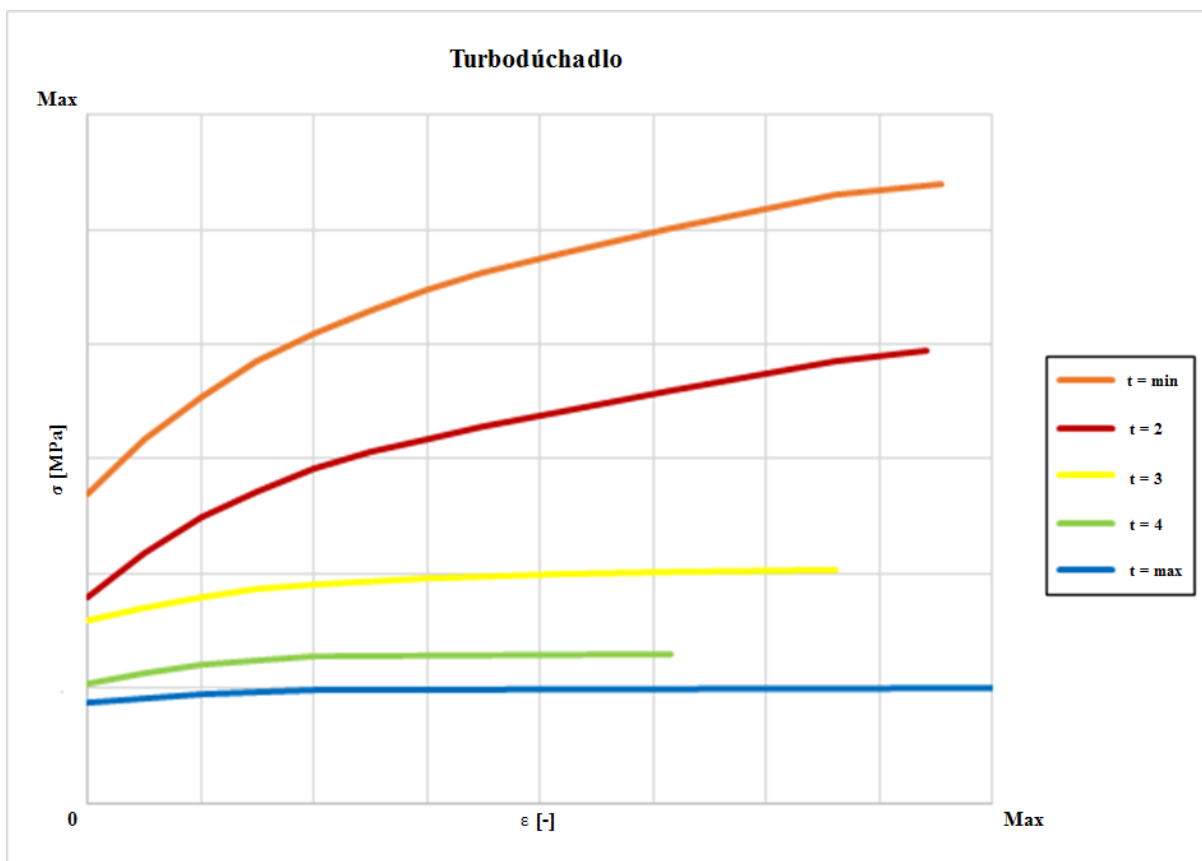
*Tabuľka 2 - Poissonov pomer a hustota pre materiál turbodúchadla [7]*

$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	7660
$\mu$ [-]	0,3

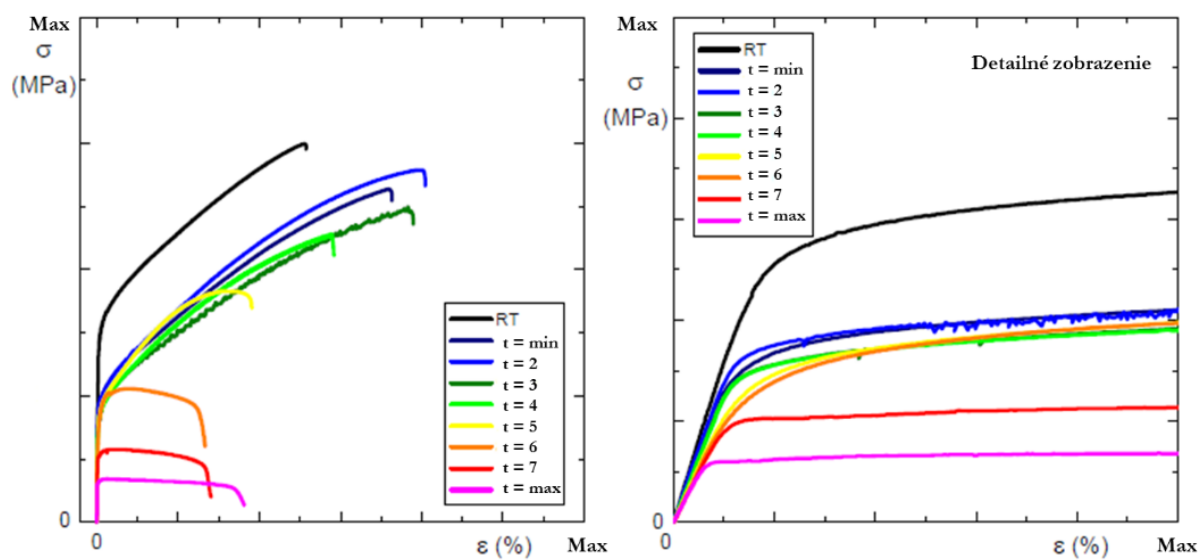


*Obr. 26 – Závislosť teploty a modulu pružnosti pre materiál turbodúchadla [7]*

Hodnoty vykreslené v grafe na obr. 27 predstavujú hodnoty závislosti napätia a pretvorenia pri rôznych teplotách platné pre plastickú oblasť. Turbodúchadlo musí spĺňať taktiež požiadavku nízkej hmotnosti ale aj dobrých tepelných vlastností. Na obr. 28 sú znázornené výsledky materiálových skúšok, ktoré boli poskytnuté pre riešenie tejto práce. Na základe výsledkov bol následne vytvorený model materiálu, ktorý je v praxi používaný pre riešenie simulácií v rámci problematiky turbodúchadla a je považovaný za prakticky najčastejšie používaný a dostačujúci model materiálu.



Obr. 27 – Závislosť napätia na pretvorení pre rôzne hodnoty teplôt v rámci plastickej oblasti [7]



Obr. 28 – Výsledky materiálových skúšok pre materiál turbodúchadla [7]

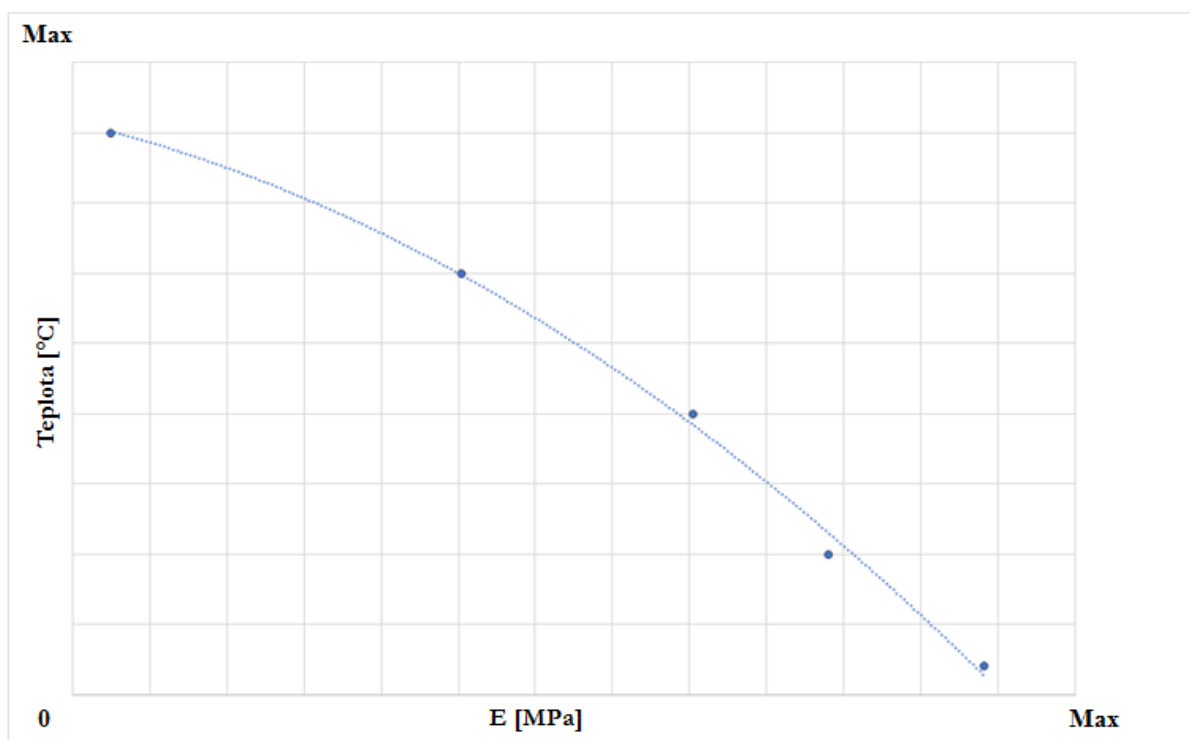


**Závrtná skrutka**

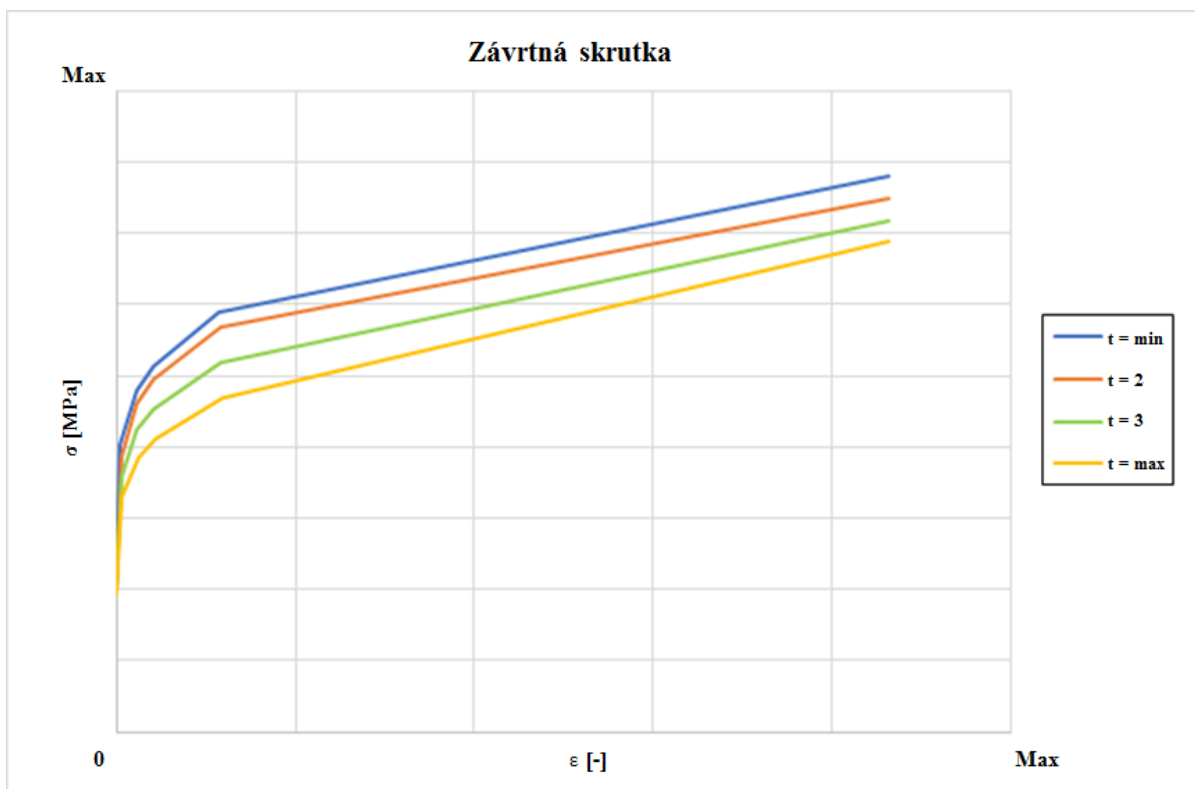
Materiál pre závrtné skrutky je uhlíková legovaná oceľ, ktorá podlieha norme ISO 898 - 1. Táto norma je súčasťou série noriem EN ISO 898, ktorá pojednávajú o mechanických vlastnostiach spojovacích materiálov z uhlíkovej a legovanej ocele. Konkrétna norma ISO 898 - 1 špecifikuje mechanické a fyzikálne vlastnosti skrutiek, ktorých vyhodnotenie sa prevádza pri danom rozsahu okolitých teplôt. Pre riešený prípad boli použité hodnoty materiálu, ktoré sú zobrazené v grafe na obr. 29, kde je zobrazená závislosť modulu pružnosti na teplote. Ďalej sú charakterizované hodnotou hustoty a Poissonovho pomeru obdobným spôsobom ako v predchádzajúcich prípadoch, viď tabuľka 3. Hodnoty brané pre plastickú oblasť sú zobrazené na obr. 30. Použitý model materiálu bol zvolený na základe podkladov poskytnutých spoločnosťou ŠKODA AUTO a.s. Vzhľadom k zvolenej pevnostnej triede skrutky 10.9. je možné uviesť, že hodnota medze sklzu predstavuje hodnotu 900 MPa, po prekročení ktorej začína skrutka podliehať plastickým deformáciám. Medza pevnosti odpovedá hodnote 1090 MPa.

*Tabuľka 3 - Poissonov pomer a hustota pre materiál skrutky [7]*

$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	7850
$\mu$ [-]	0,3



*Obr. 29 – Závislosť teploty a modulu pružnosti pre materiál závrtnej skrutky [15]*



Obr. 30 – Závislosť napätia na pretvorení pri rôznych hodnotách teplôt odpovedajúce plasticnému chovaniu materiálu [7]

Z obr. 30 je možné si všimnúť, že s klesajúcou teplotou úmerne klesá hodnota medze sklzu ale aj medze pevnosti.

**Matica s integrovanou podložkou**

V prípade matice s integrovanou podložkou bol použitý homogénny izotropný lineárne pružný model materiálu, ktorého materiálové charakteristiky sú definované v tabuľke 4. Spomínaný typ modelu materiálu bol uvažovaný z dôvodu, že aj napriek veľkej snahe nebolo možné získať reálne hodnoty z ťahovej skúšky pre daný typ materiálu, predovšetkým z dôvodu vysokých nákladov na prevedenie tejto skúšky. V tabuľke 4 sú uvedené základne materiálové charakteristiky.

*Tabuľka 4 – Materiál matice s integrovanou podložkou [7]*

$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	7850
E [MPa]	210 000
$\mu$ [-]	0,3

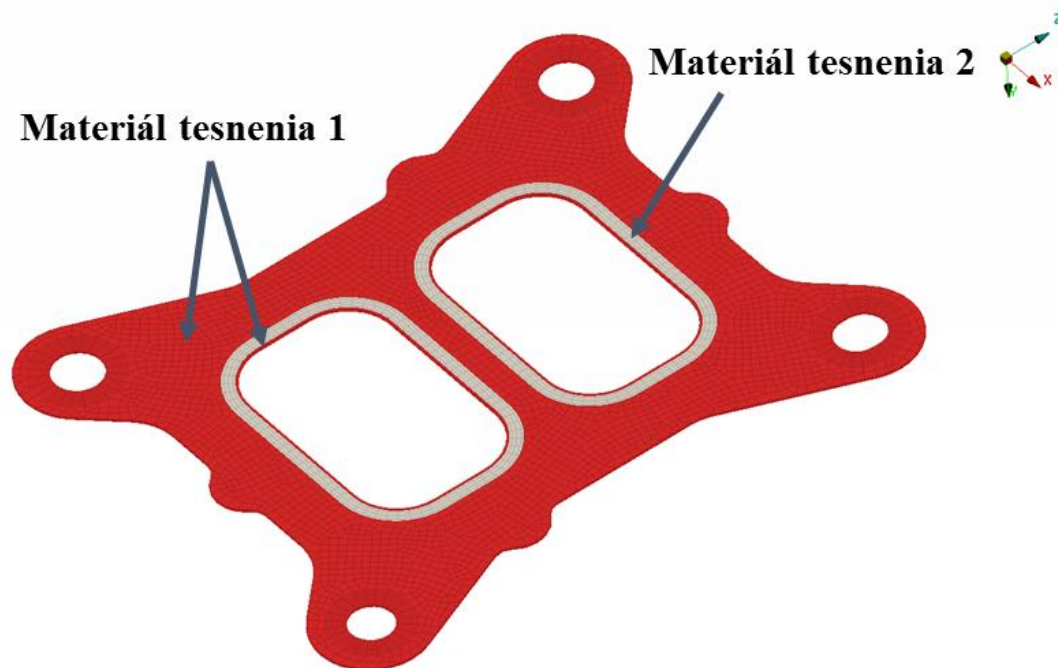
**Tesnenie turbodúchadla a hlavy valcov**

Samostatné tesnenie nemá výrazný vplyv na výsledky pootočenia matice voči skrutke rovnako ako v prípade pootočenia skrutky voči hlave valcov. Z obdobných dôvodov ako v prípade matice nebolo možné dosiahnuť reálnych hodnôt tesnenia. Preto v prípade riešenom v tejto práci boli uvažované homogénne izotropné lineárne pružné modely materiálov, ktoré sú charakterizované svojimi materiálovými vlastnosťami uvedenými v tabuľke 5 a 6. Na obr. 31 sú znázornené oblasti s popisom do ktorej oblasti patrí príslušný materiál.

Zvolený materiál pre tesnenie je oceľ. Vzhľadom k tomu, že tesnenie bolo modelované pomocou prvkov solid má tesnenie v každom mieste rovnakú hrúbku. To však nezodpovedá realite, kde prelisovaná oblasť má o niečo nižšiu hodnotu hrúbky, než zvyšok tesnenia. Aby bolo možné, čo najlepšie nasimulovať realitné správanie tesnenia a dodržanie funkcie tesnosti, bol v mieste prelisovanej oblasti uvažovaný nižší modul pružnosti, ako je uvedené v tabuľke 5.

*Tabuľka 5 – Materiál tesnenia I [7]*

$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	7850
E [MPa]	50 000
$\mu$ [-]	0,1



Obr. 31 – Zobrazenie rozdelenia materiálu pre tesnenie hlavy valcov a turbodúchadlo

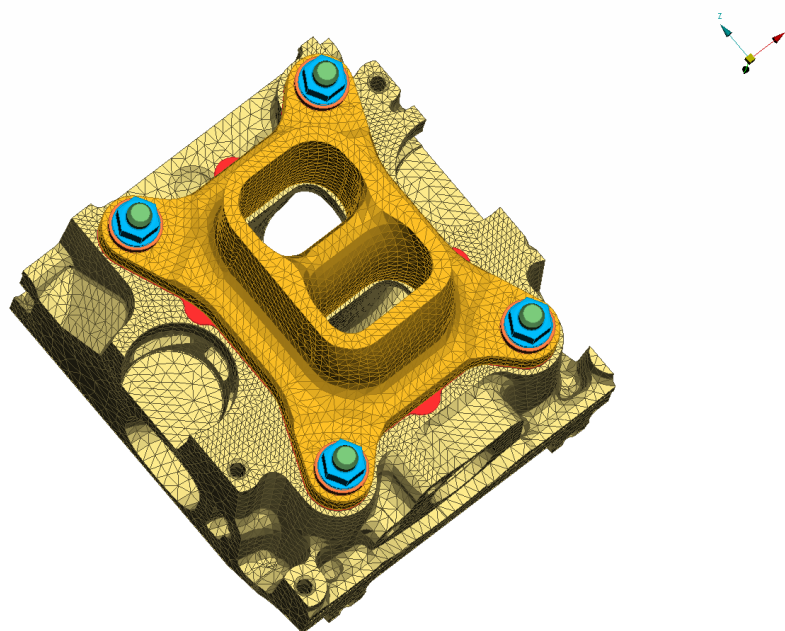
Tabuľka 6 – Materiál tesnenia 2 [7]

$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	7850
E [MPa]	210 000
$\mu$ [-]	0,1

## 7 Výpočtový model

Na základe zadávateľom poskytnutých dát geometrie bola následne vytvorená konečno-prvková sieť v programe BETA CAE Systems – ANSA, ktorý slúži ako Pre – processor pre program Abaqus. Možnosť použitia licencií a nadväzne samotnej práce v týchto programoch bola poskytnutá spoločnosťou ŠKODA Auto a.s. a teda všetky varianty modelov boli vytvorené v plnej platnej verzii. Samostatná analýza bola prevedená v programe Abaqus, rovnako v plnej verzii.

Všetky časti boli do programu ANSA vložené vo formáte „prt“, keďže tento softvér podporuje kompatibilitu s konštruktérskym programom ProEngineer. Ako je možné vidieť na obr. 32, na ktorom je zobrazená celá konečná sústava, väčšinu objemu tvorí mapovaná sieť s elementami typu TETRA FEM. Avšak v oblasti dôležitej pre riešenie problému v tejto práci bola vytvorená mapovaná sieť s elementami HEXA, ktoré sú aj napriek svojej časovej náročnosti na výpočet vhodnejšie pre dôkladnejšie dosiahnutie požadovaných výsledkov. V oblasti výpočtového modelovania je jedným s požiadavkou na relatívne presné výsledky tiež vysoká kvalita vytvorenia konečno prvkovej siete. Práve z tohto hľadiska bola vytvorená sieť v riešenej oblasti relatívne jemná, čo je možné vidieť na obr. 36, kde skrutka spolu s maticou a podložkou je tvorená HEXA elementami s počtom prvkov 10 120 na jeden skrutkový spoj. Celkový počet elementov v konečnom dôsledku predstavoval hodnotu 313 894, kde typ TETRA tvorí počet 264 854, PENTA 672 a HEXA 48 368 prvkov. V riešenej oblasti skrutkového spoja a taktiež v mieste tesnenia sú použité lineárne typy prvkov z dôvodu ušetrenia už tak časovo náročného výpočtu. Takto vytvorený výpočtový model však v spojení s nastavením mechanického a tepelného zaťaženia vyžaduje veľmi dlhý výpočtový čas, čo predstavuje značnú neefektívnosť výpočtového procesu. Z tohto dôvodu bol následne vytvorený sub-model, ktorý predstavoval jednu štvrtinu z globálneho, celkového modelu. V nasledujúcej podkapitole 7.2 sú uvedené výhody použitia sub-modelu ako základného modelu pre prevedenie požadovaných simulácií, ktorých výsledky boli následne overené aj na samotnom globálnom modeli.



Obr. 32 – Konečno – prvková sieť sústavy turbodúchadla a hlavy valcov

Ukážky vytvorenia konečno prvkovej siete jednotlivých dielov sústavy turbodúchadla a hlavy valcov spolu s počtom použitých elementov, sú zobrazené na obr. 33, 34, 35 a 36.

### **Turbodúchadlo**

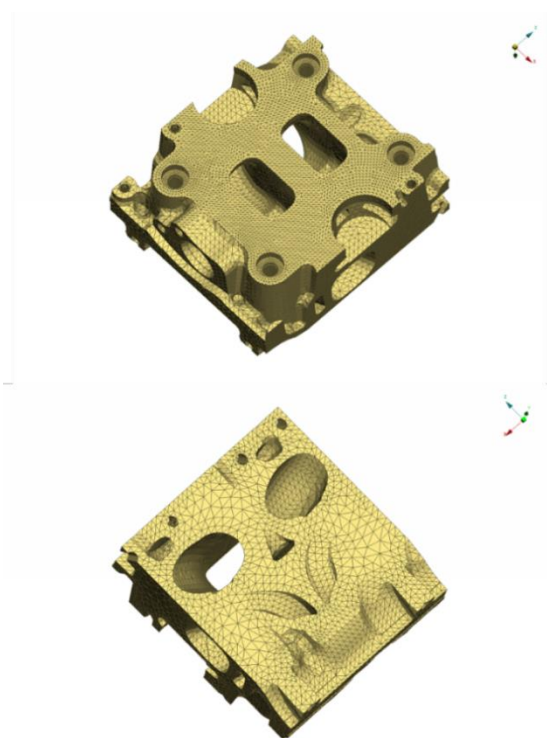
Počet elementov: 33 601 – TETRA FEM



*Obr. 33 – Ukážka vytvorenia siete turbodúchadla*

### **Hlava valcov**

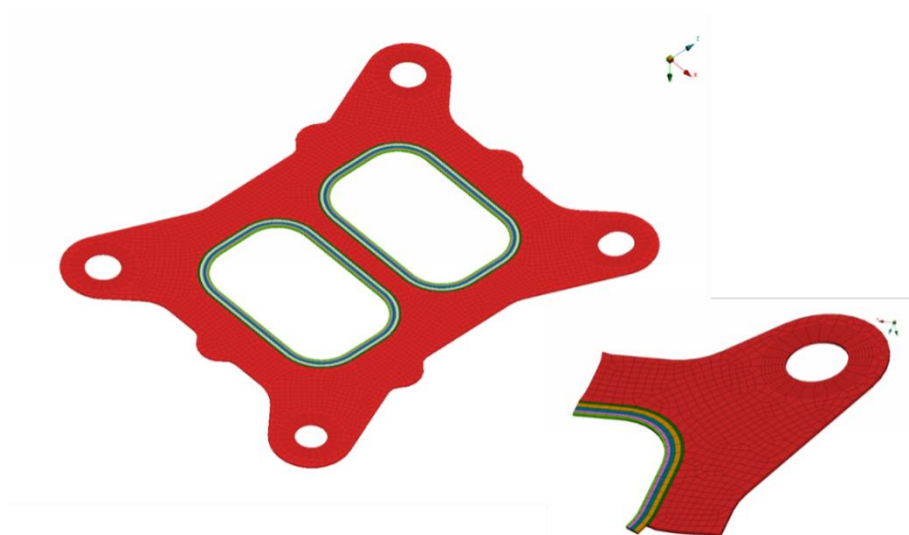
Počet elementov: 231 253 – TETRA FEM



*Obr. 34 – Ukážka vytvorenia siete hlavy valcov*

**Tesnenie turbodúchadla a hlavy valcov**

Počet elementov: 96 – PENTA  
8462 – HEXA

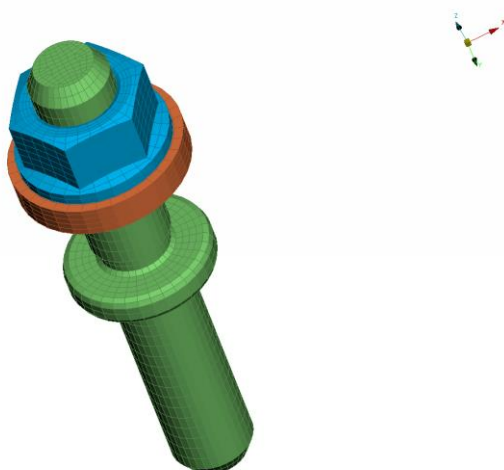


*Obr. 35 – Mapovaná sieť tesnenie hlavy valcov a turbodúchadla*

V oblasti tesnenia medzi turbodúchadlom a hlavou valcov bola tiež volená mapovaná sieť pomocou spomínaných typov elementov z dôvodu jednej z hlavných kontaktných plôch.

**Skrutkový spoj**

Počet elementov: 144 – PENTA  
9976 – HEXA



*Obr. 36 – Mapovaná sieť skrutkového spoja*

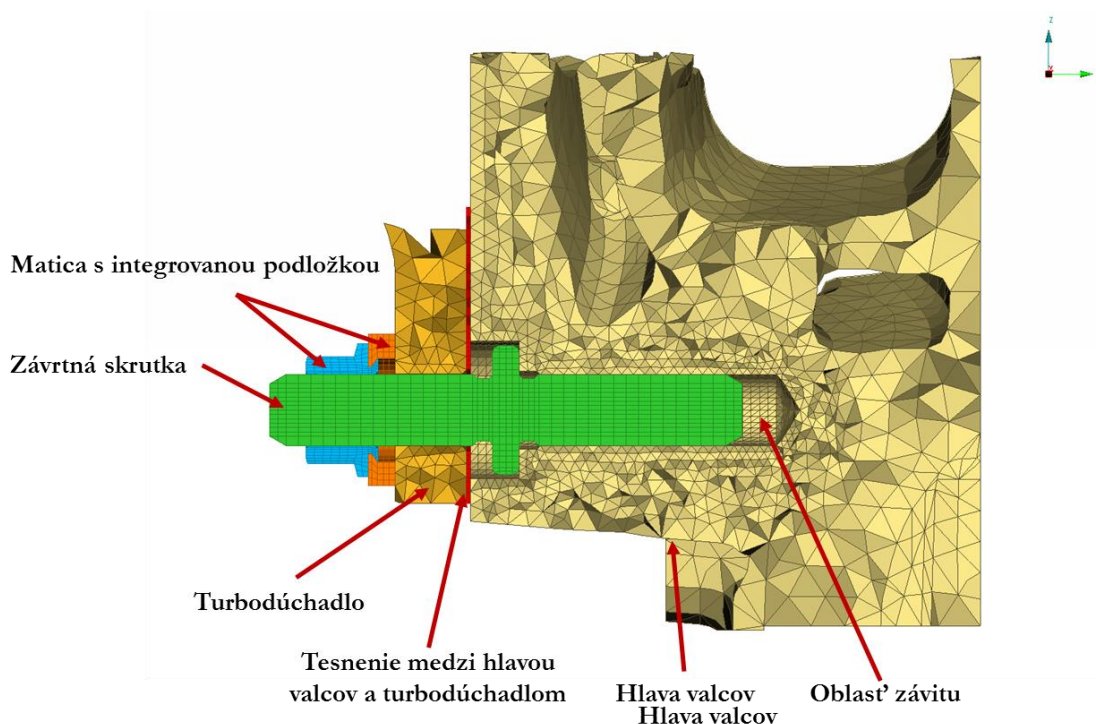
V riešenej oblasti skrutkového spoja bola vytvorená omnoho jemnejšia sieť než oproti zvyšku výpočtového modelu z cieľom dosiahnutia čo najpresnejších výsledkov. V prípade skrutky



veľkosti M8 je po obvode umiestnených 38 elementov a teda šírka jedného elementu sa pohybuje okolo hodnoty 0,5 mm.

### Rez skrutkového spoja

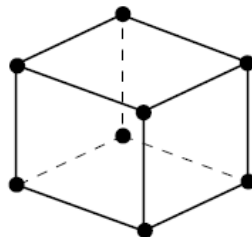
Vytvorenie siete v riešenej oblasti skrutkového spoja je znázornené na obrázku č. 36. Rez závrtnej skrutky (ďalej ako „centrovanej skrutky“), kde je poukázané na zjemnenie siete v oblasti závitů a dosadenia skrutky do osadenia v mieste hlavy valcov. Predpoklad jemnejšej siete by mal viesť k záveru dosiahnutia presnejších výsledkov z prevedených simulácií a teda k bližšiemu ozrejmieniu riešenej problematiky.



Obr. 37 – Rez centrovanej skrutky uložennej v hlave valcov

### Použité prvky

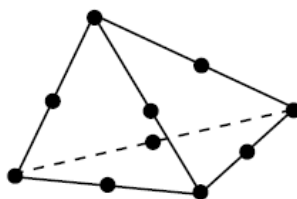
**C8D8** – HEXA – ide o lineárny prvok určený pre trojrozmerné modelovanie, ktorý má uzly len vo svojich rohoch. Jedná sa teda o 8 uzlový prvok v tvare kocky, ktorý používa lineárnu interpoláciu v každom smere. Tento typ prvku bol použitý v prípade vytvárania siete pri závrtných skrutkách, matici s integrovanou podložkou a taktiež pri tesnení. Každý prvok je nastavený ako tepelne závislý z dôvodu zahrnutia tepelného zaťaženia. [14]



Obr. 38 – C8D8 – HEXA prvok [14]



**C3D10M** – TETRA – jedná sa o typ 10 uzlového modifikovaného prvku, kvadratického typu. Tento typ prvku bol použitý pri modelovaní turbodúchadla a hlavy valcov. [14]



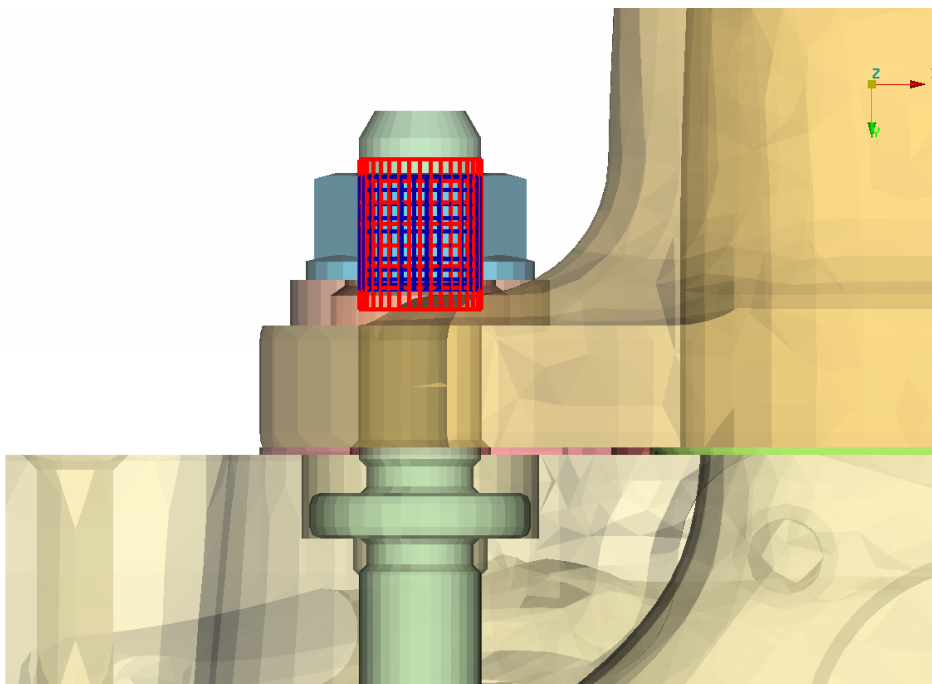
*Obr. 39 – C3D10M – TETRA prvok [14]*

**C3D6** – PENTA – ide o lineárny typ 6 uzlového prvku. Prvky PENTA boli použité v malej miere pri vytváraní siete v hlavnej časti tesnenia a tiež pri závrtných skrutkách, kde nebolo možné použiť HEXA sieť. [14]

## 7.1 Kontakty

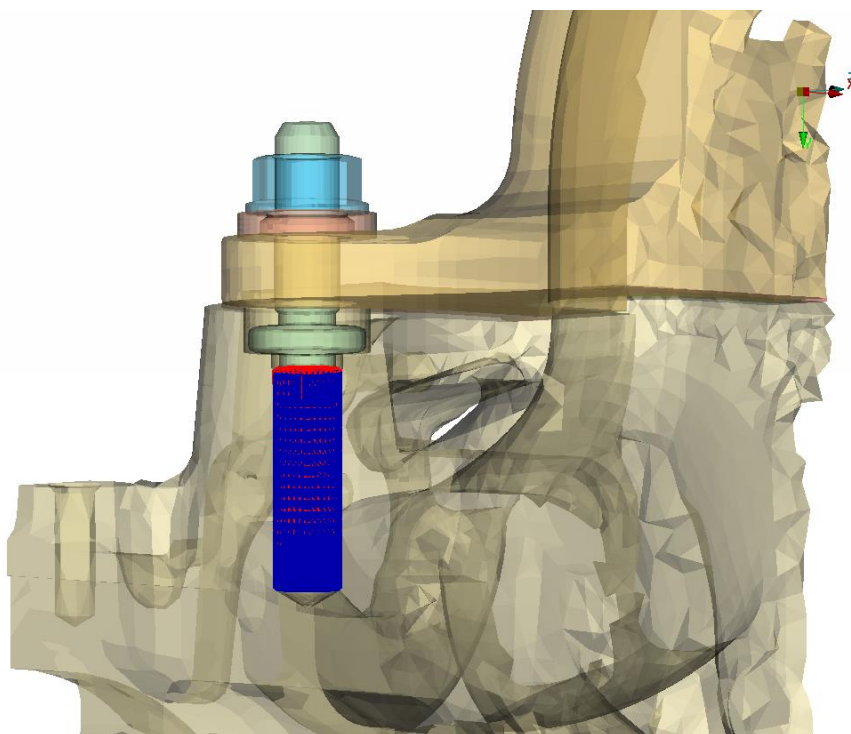
V rámci riešenia problematiky tejto práce bolo využitých niekoľko typov prevedení kontaktu v oblasti stykových plôch ale aj v oblasti závitú. Riešenie takejto kontaktnej úlohy je spravidla považované za náročné, a to nie len z hľadiska časovej náročnosti ale taktiež konvergencie úlohy. Z uvedeného dôvodu bol kladený dôraz na prevedenie kvalitnej siete v riešenej oblasti a v oblasti kontaktných plôch spolu s požiadavkou získania čo najpresnejších výsledkov. Zároveň s cieľom nasimulovať čo najreálnejšie priebeh experimentálnej skúšky bol braný do úvahy aj parameter koeficientu trenia. V celom rozsahu modelu sa vyskytujú rôzne hodnoty koeficientov trenia medzi jednotlivými súčastami. Preto je všade uvažovaný typ kontaktu – frictional, ktorý musí spĺňať podmienku ľubovoľnej alebo predpísanej nezápornej hodnoty.

Špeciálnu skupinu kontaktov tvoria oblasti v mieste závitú medzi skrutkou a hlavou valcov a taktiež skrutkou a maticou. V tomto prípade je uvažovaný dvojité typ závitového kontaktu, ktorý so sebou prináša istú výhodu. V rámci dostupnej geometrie bol model skrutky s uvažovaním závitú modelovaný bez reálne vytvorenej skrutkovice v 3D. Nastavenie závitového kontaktu ostalo teda „len“ v numerickom ponímaní. V oblasti závitú medzi hlavou valcov a skrutkou je nastavená určitá hodnota presahu po celej dĺžke závitú. Naopak v prípade závitového spojenia matice a skrutky je nastavená určitá hodnota vôle v celej oblasti závitú. Toto nastavenie kontaktu v závite je volené s cieľom dosiahnuť samosvornosti závitového spoja a priblíženie sa tak reálnemu správaniu závitú so skutočnou skrutkovicou. Hodnoty určitých koeficientov trenia boli zvolené na základe predpísaných noriem a z výkresovej dokumentácie. O konkrétnych hodnotách koeficientov trenia zahrnutých do simulácií pojednáva kap. 8.2. Na obr. 40, 41, 42, 43, 44 a 45 sú znázornené jednotlivé prevedenia kontaktných plôch, dôležitých pre túto prácu.

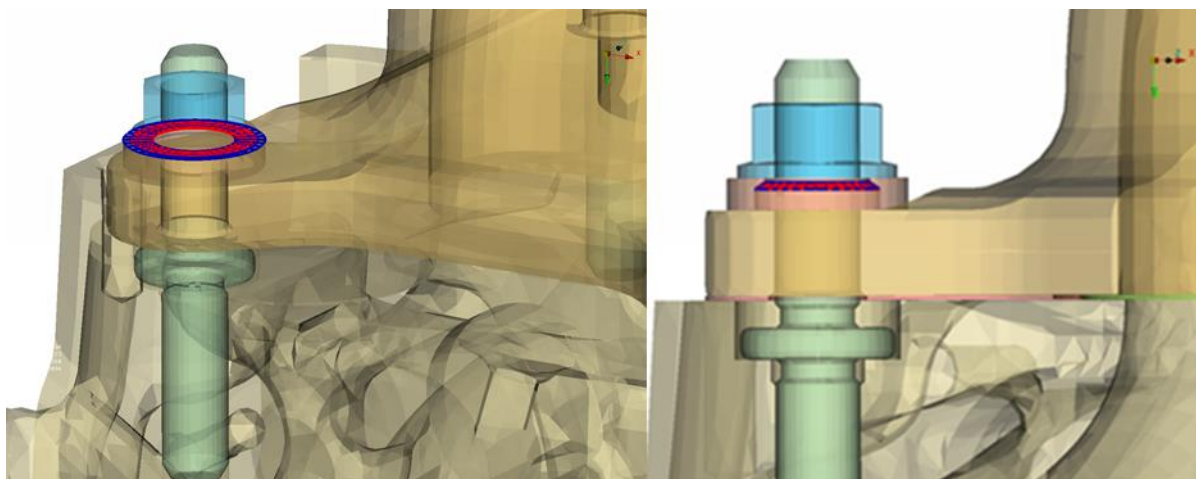


*Obr. 40 – Kontaktná plocha závitů mezi šroubkou a maticou*

V oblasti vyznačené na obr. 40 a 41 je aplikovaný typ dvojitého závitového kontaktu, který umožňuje nastavení přesahu a vůle závitového spojení matice a šroubky a také šroubky a hlavy valců. Místo kontaktního páru je rozdělené na „master“ (hlavní) a „slave“ (vedlejší) plochu. Za hlavní plochu v kontaktu je považována plocha závitů matice. V případě závitů mezi šroubkou a hlavou valců je za hlavní plochu považována oblast závitů v hlavě valců.

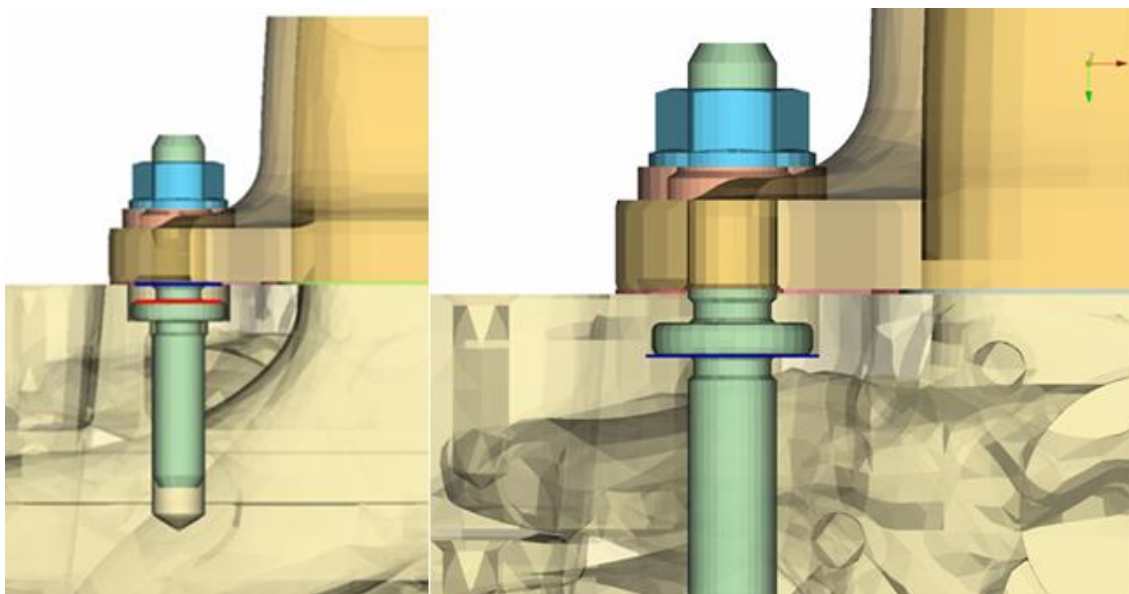


*Obr. 41 – Kontaktná plocha závitů mezi šroubkou a hlavou valců*



*Obr. 42 - Plocha kontaktu v rámci osadenia podložky a matice horná (vľavo) a vnútorná (vpravo)*

V prípade oblasti stykových plôch je nastavené kontaktné spojenie s trením. Konkrétne hodnoty prislúchajúce určitým oblastiam sú uvedené nižšie v tabuľke 7. Hodnoty v mieste závitu boli zvolené na základe informácii z výkresovej dokumentácie podobne ako v prípade stykovej plochy. O ďalších variantoch v rámci zmeny veľkosti koeficientu trenia pojednáva kap. 8.2.

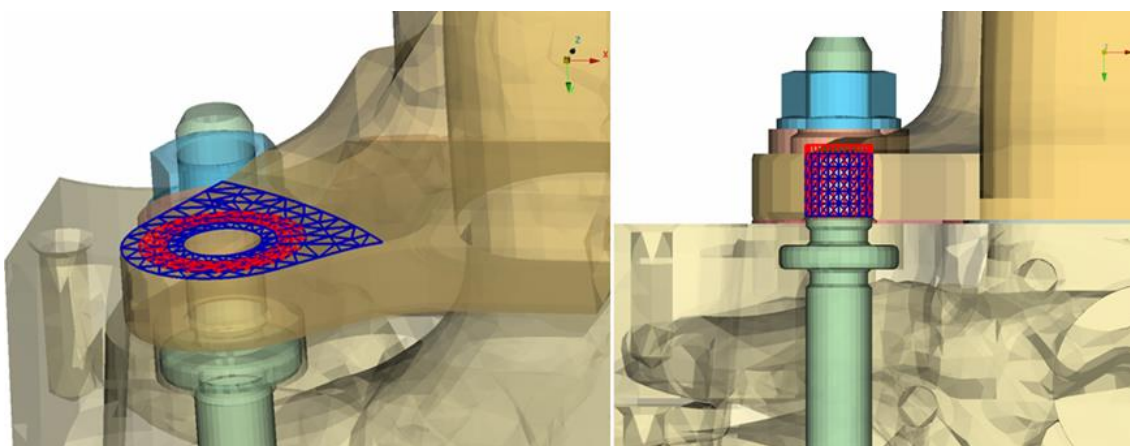


*Obr. 43 - Kontaktná plocha medzi skrutkou, turbodúchadlom a hlavou valcov*

Prípád nastavenia kontaktu medzi skrutkou a turbodúchadlom, vid'. obr. 43 bol volený na základe predpokladu, že by sa v prípade zaťaženia mohlo stať, že tieto dve plochy prídu k sebe do kontaktu.

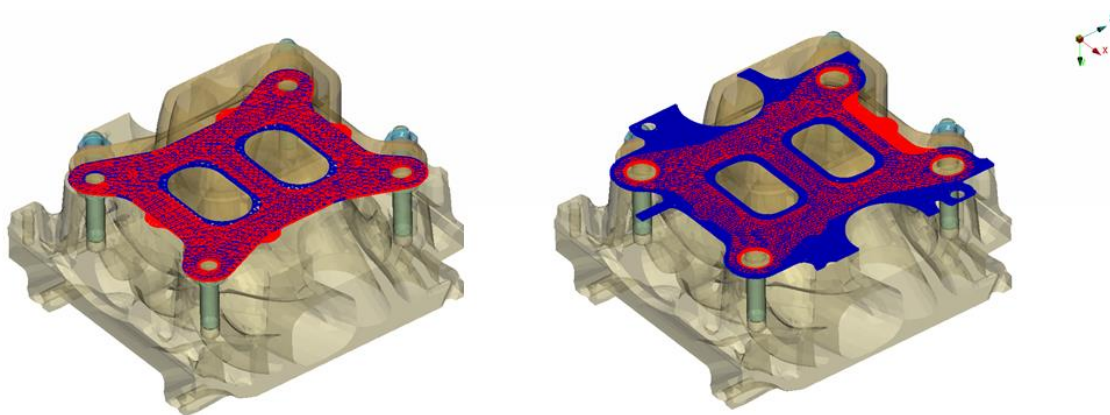
Tabuľka 7 – Koeficienty trenia

Hodnoty koeficientov trenia	
Oblasť závitů	
Skrutka – Matica	0,1
Skrutka – Hlava valcov	0,1
Oblasť stykových plôch	
Podložka – Matica (horná plocha)	0,06
Podložka – Matica (vnútorná plocha)	0,09
Tesnenie – Hlava valcov	0,14
Tesnenie - Turbodúchadlo	0,3



Obr. 44 – Plocha kontaktu turbodúchadla a podložky (vľavo) a medzi turbodúchadlom a skrutkou (vpravo)

V prípade spojenia medzi turbodúchadlom a skrutkou bol volený koeficient trenia v závitě rovnaký ako v mieste kontaktnej dvojice medzi skrutkou a maticou.



Obr. 45 – Kontaktná plocha medzi turbodúchadlom a tesnením (vľavo) a medzi tesnením a hlavou valcov (vpravo)

## 7.2 Nastavenie postupu montáže a tepelného zaťaženia v rámci simulácie

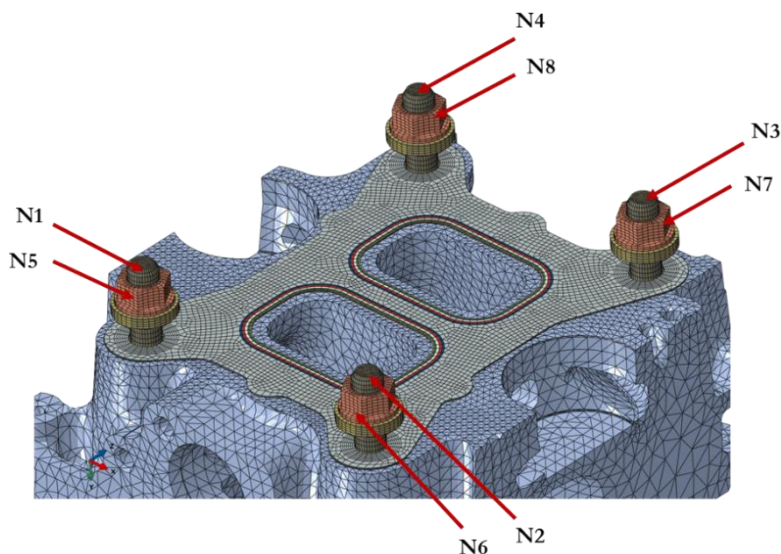
Cieľom tejto diplomovej práce bolo čo najpresnejšie nasimulovať priebeh experimentálnej skúšky turbodúchadla a hlavy valcov, ktorá zahŕňa v prvom rade samostatnú montáž jednotlivých dielov sústavy a následne jej tepelné zaťaženie v zmysle cyklického namáhania. Z dôvodu dodržania vopred dohodnutých podmienok tvorby tejto práce a interpretovanie dosiahnutých výsledkov nie je možné v rámci podkapitoly 7.2. opísať presný priebeh samotnej montáže s konkrétnymi veličinami. Rovnako pri hodnotách tepelného namáhania nie je možné prezentovať odpovedajúce tepelné pracovné cykly. Vstupné veličiny tepelných cyklov boli brané do štruktúrneho modelu z výsledkov výpočtu tzv. tepelného modelu pre sústavu. Príslušné teploty boli namapované na odpovedajúce uzly elementov štruktúrneho modelu a následne načítané ako vstup („include“) do štruktúrneho modelu. Označenie jednotlivých skrutiek a matic v uvedenom postupe montáže bol volený od N1 až N8 a to z dôvodu odpovedajúcich riadiacich uzlov nastavených v rámci zaťaženia. V rámci simulácie je do prvých troch krokov zahrnutý celý postup montáže, ktorý je uvedený v nasledujúcich bodoch.

### Postup montáže

1. Dotiahnutie závrtnej skrutky N1 na požadovaný uťahovací moment, hodnotu predpätia
2. Dotiahnutie závrtnej skrutky N2 na požadovaný uťahovací moment, hodnotu predpätia
3. Dotiahnutie závrtných skrutiek N3, N4 na požadovaný uťahovací moment, hodnotu predpätia
4. Montáž tesnenia a turbodúchadla
5. Dotiahnutie matice N5 na predpísaný uťahovací moment
6. Dotiahnutie matice N6 na predpísaný uťahovací moment
7. Dotiahnutie matice N7, N8 na predpísaný uťahovací moment

### Nastavenie simulácie

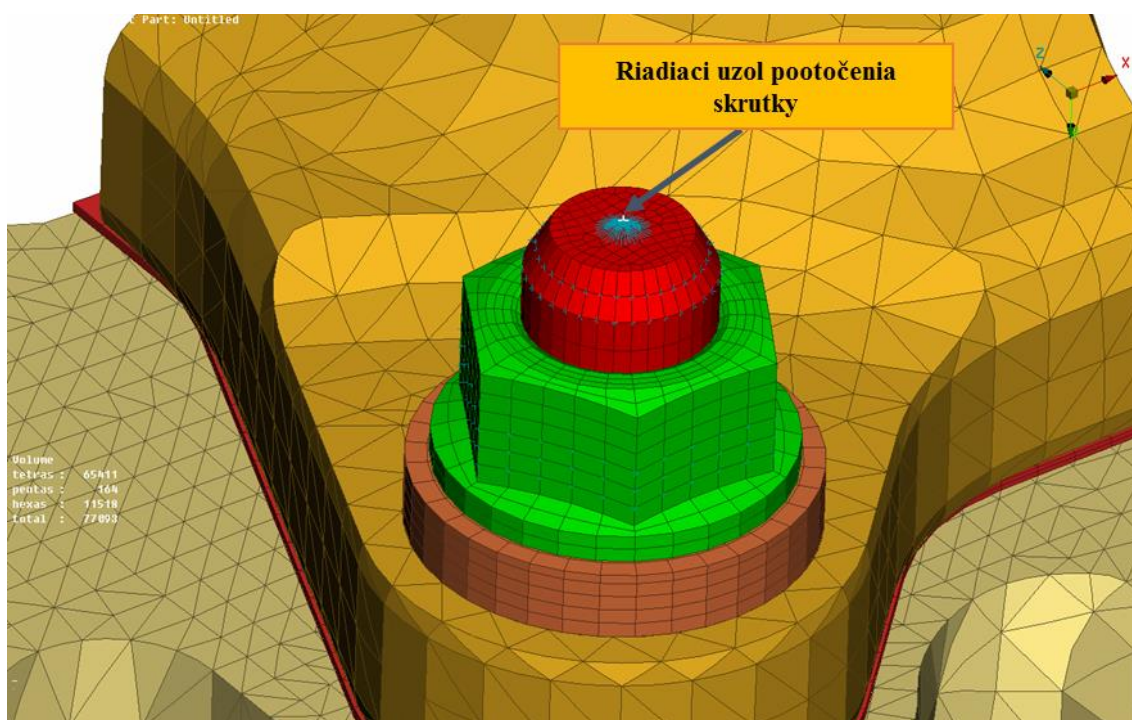
1. – 3. krok - montážny postup sústavy
4. – 15. krok - tepelný cyklus (ohriatie a ochladenie sústavy)



Obr. 46 – Ukážka jednotlivých označení skrutiek a matic pri postupe montáže

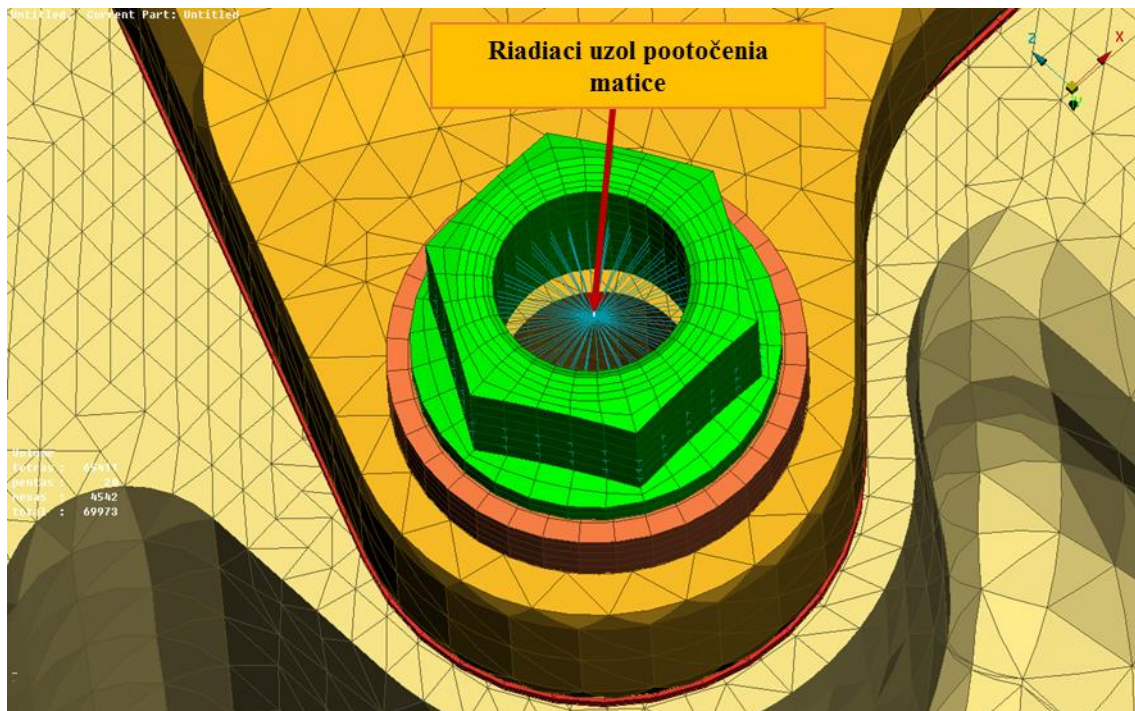


Dotahovanie jednotlivých skrutiek a matic bolo prevedené pomocou referenčných uzlov, ktoré sú súčasťou tzv. „coupling - u“ ako je zobrazené na obr. 47 a 48. Dosiahnutie predpätia bolo zadané v prvom rade deformačne a to zadaním pootočenía skrutiek o určitú hodnotu, čím bolo dosiahnuté úplného dosadenia skrutky na miesto v hlave valcov. Poloha skrutiek voči hlave valcov bola následne fixovaná aby mohlo byť aplikované nastavenie sily predpätia v mieste „pretension“, vid'. obr. 49, platného pre dvojicu skrutka – hlava valcov (ďalej ako „S – H“). Ďalší krok obsahoval doplnenie jednotlivých komponentov ako tesnenie, turbodúchadlo a aj matic s podložkami. V rámci tohto kroku bolo nastavené pootočením matic o určitú hodnotu s cieľom dosiahnutia požadovaného dosadenia jednotlivých komponentov znovu pomocou riadiacich uzlov zahrnutých v „coupling – u“. Posledný krok montáže predstavuje nastavenie sily predpätia v mieste „pretension“ odpovedajúcej medzi maticou a skrutkou (ďalej ako „S – M“), vid'. obr. 49. Spoločne v tomto kroku je nadefinované tzv. úplne dotiahnutie matic, čo znamená pootočením matic o určitý uhol s cieľom dosiahnutia konečného dotiahnutia spoja a vytvorenia záverečnej hodnoty predpätia spoja. Na záver montážneho postupu boli všetky polohy skrutiek a matic zafixované.

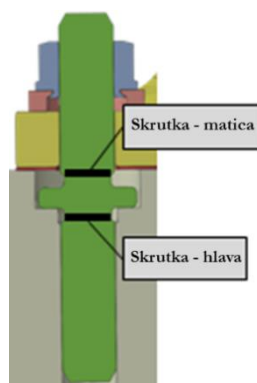


Obr. 47 – Zobrazenie riadiaceho uzlu pre pootočením skrutky

Každé nastavenie „coupling – u“ je určené pre daný počet uzlov skrutiek a matic a reprezentuje ho jeden referenčný uzol ako je zrejmé z obr. 47 a 48. V oboch prípadoch sa jedná o kinematický distribuujući typ „coupling -u“, v ktorom bolo v rámci referenčného bodu zamedzené šiestim stupňom voľnosti a teda posuvom v osách x, y, z a pootočením okolo nich s cieľom zabezpečiť aby „coupling“ držal polohu matic a skrutiek pred montážou na stálom mieste. Rovnaké nastavenie platilo pre všetky skrutky a matice sústavy. Vďaka týmto referenčným uzlom následne bolo možné z výsledkov odčítať potrebné hodnoty pootočenía.



Obr. 48 – Zobrazenie riadiaceho uzla použitého pre doťahovanie matice

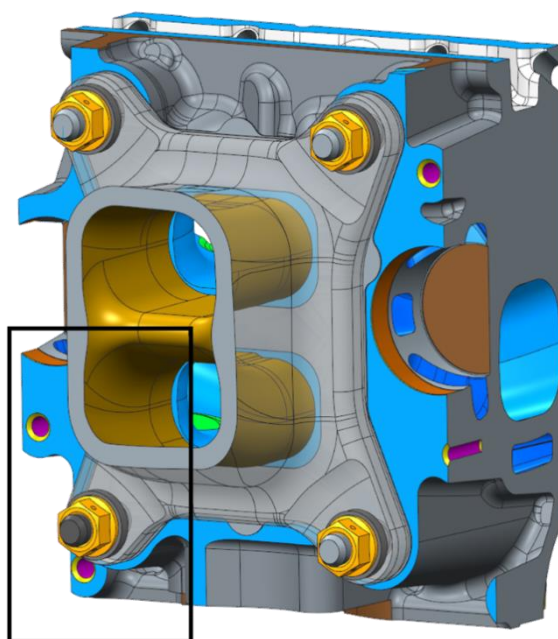


Obr. 49 – Zobrazenie oblastí s dvojítm nastavením predpätia

Po prevedení nastavenia montáže nasledovalo určenie šiestich tepelných cyklov v zmysle oteplenia sústavy na hodnotu načítanej z tepelného modelu a následného ochladenia na najnižšiu izbovou teplotu. Tento počet bol volený na základe toho, že po šiestich tepelných cykloch nastáva stabilnejší stav správania sa skrutkového spoja. Celkový počet krokov nastavených v tejto simulácii predstavuje končný počet 15. Na základe skúsenosti a vzájomnej väzby medzi dĺžkou času výpočtu a ustáleným stavom pootočená skrutkového spoja bol volený práve spomínaný počet krokov.

### 7.3 Vytvorenie sub – modelu

Z dôvodu ušetrenia výpočtového času a teda prevedenia väčšieho množstva simulácií bolo prvým krokom vytvorenie sub – modelu. V tejto podkapitole sú uvedené informácie o vytvorení požadovaného zredukovaného modelu. Jeho výhody a taktiež porovnanie výsledkov s globálnym modelom s cieľom overiť správnosť výsledkov, na základe ktorých bude možné tento sub – model použiť pre ďalšie prevedenie simulácií. Pre prípad sub – modelu bola vybraná oblasť, ktorá je vyznačená na obr. 50. Táto časť bola vybraná z konštrukčných dôvodov a to funkcie centrovacej skrutky, ktorá predstavuje najpresnejšie prevedenie závrtnej skrutky v spojení s turbodúchadlom a tesnením. V uvedenej tabuľke 8 sa nachádza krátke zhrnutie podstatných výhod použitia sub – modelu.



Oblasť SUB - modelu

Obr. 50 – Označenie oblasti sub - modelu

Tabuľka 8 – Súhrn dát globálny model – sub-model

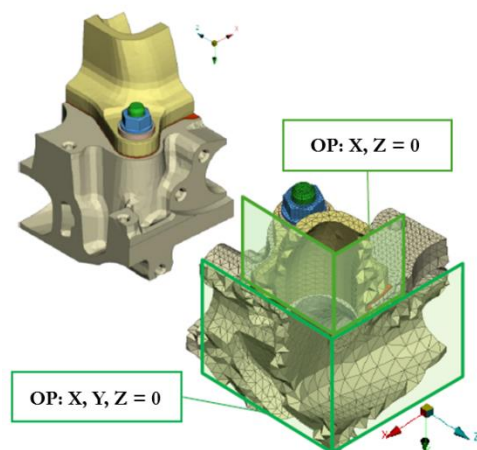
	Globálny model	Sub – model
<b>Počet elementov [-]</b>	313 894	77 093
<b>Výpočtový čas [hod]</b>	7,5	1,5
<b>Veľkosť potrebných dát [GB]</b>	39,9	8,7
<b>Počet jadier pre výpočet [-]</b>	96	96

Z predchádzajúcich priložených obrázkov je možné si všimnúť, že tak ako hlava valcov ani turbodúchadlo sa nevyznačuje symetrickým tvarom a rozmermi. Práve z tohto dôvodu boli okrajové podmienky nastavené nasledovne:

V prípade prevedenia montáže a teda v prvých troch krokoch zaťaženia platí, že pre oblasť rezu hlavy valcov a tesnenia je zamedzené posuvom v osách x, y, z ako je poukázané na obr. 51. Pri turbodúchadle je zamedzené posuvom v osách x a z, kde os y ostáva voľná z dôvodu

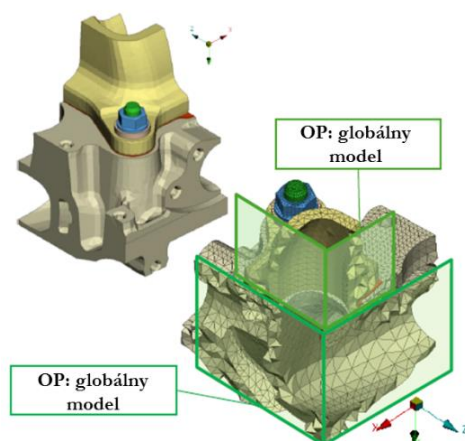


prevedenia montáže a aby nebolo zamedzené správnym hodnotám vzniknutých deformácií. Spôsob zvolenia okrajových podmienok má svoje opodstatnenie v zmysle toho, že pri montáži nedochádza k globálnym posuvom sústavy v mieste rezu.



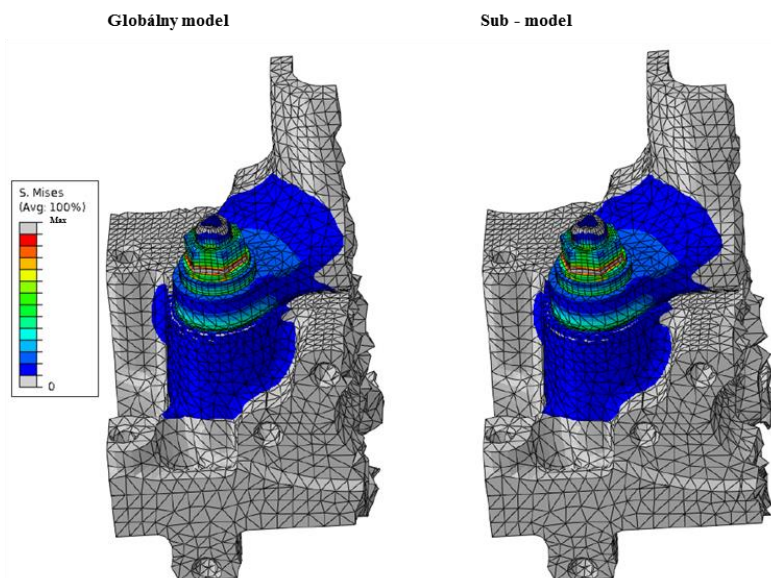
*Obr. 51 – Okrajové podmienky v mieste rezu sub – modelu pre montáž*

Rozdiel nastavenia okrajových podmienok nastáva pri prvom tepelnom cykle, konkrétne v štvrtom kroku nastavenia zaťaženia. Prakticky od prvého ohriatia si sub – model načíta hodnoty deformácií z globálneho modelu v oblasti rezu turbodúchadla, hlavy valcov a tesnenia ako je zobrazené na obr. 52. V tomto prípade je dané nastavenie okrajových podmienok dôležité z hľadiska globálnych deformácií celej sústavy, ktoré je spôsobené ohriatím a ochladzovaním a teda rozpínavosťou jednotlivých komponentov. Spočiatku bolo prevedených niekoľko simulácií, kde jednou z možností bolo aj zahrnutie symetrickej podmienky v mieste rezu. Výsledky však neboli prezentovateľné podľa očakávaní spolu s porovnaním výsledkov z globálneho modelu a preto sa od tejto možnosti upustilo.



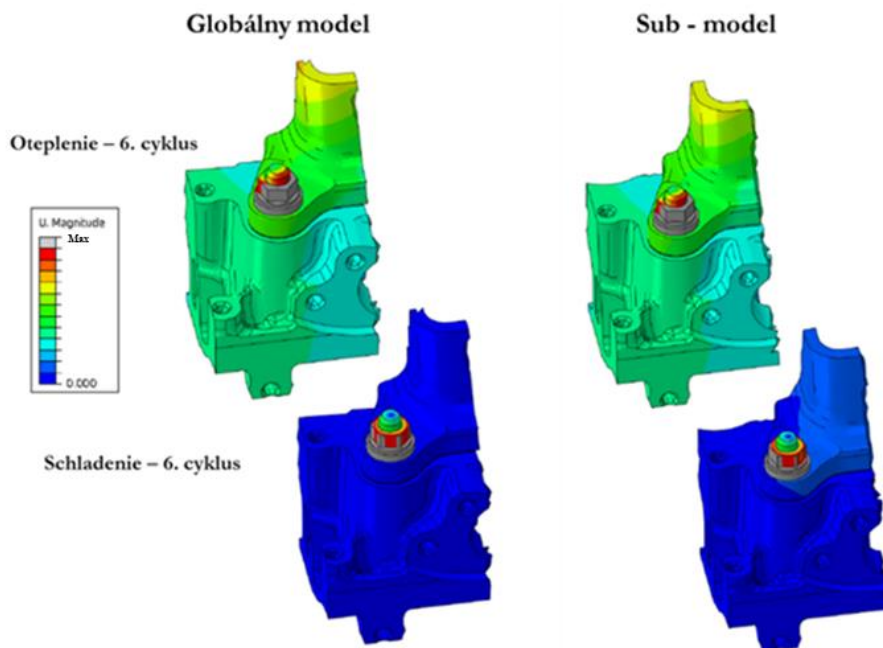
*Obr. 52 – Nastavenie okrajových podmienok pre sub – model pre tepelné cykly*

Redukcia globálneho modelu na sub - model nemá vplyv na jednotlivé výsledky medzi ktoré patrí pootočením matice voči skrutke, pootočením skrutky voči hlave valcov, hodnota osovej sily v skrutkách. Všetky spomínané vyhodnotenia sú bez výraznej zmeny. Na jednotlivých obrázkoch sú uvedené porovnania výsledkov napätia po montáži, napätia v poslednom tepelnom cykle a taktiež hodnoty povoľovania skrutkového spoja.



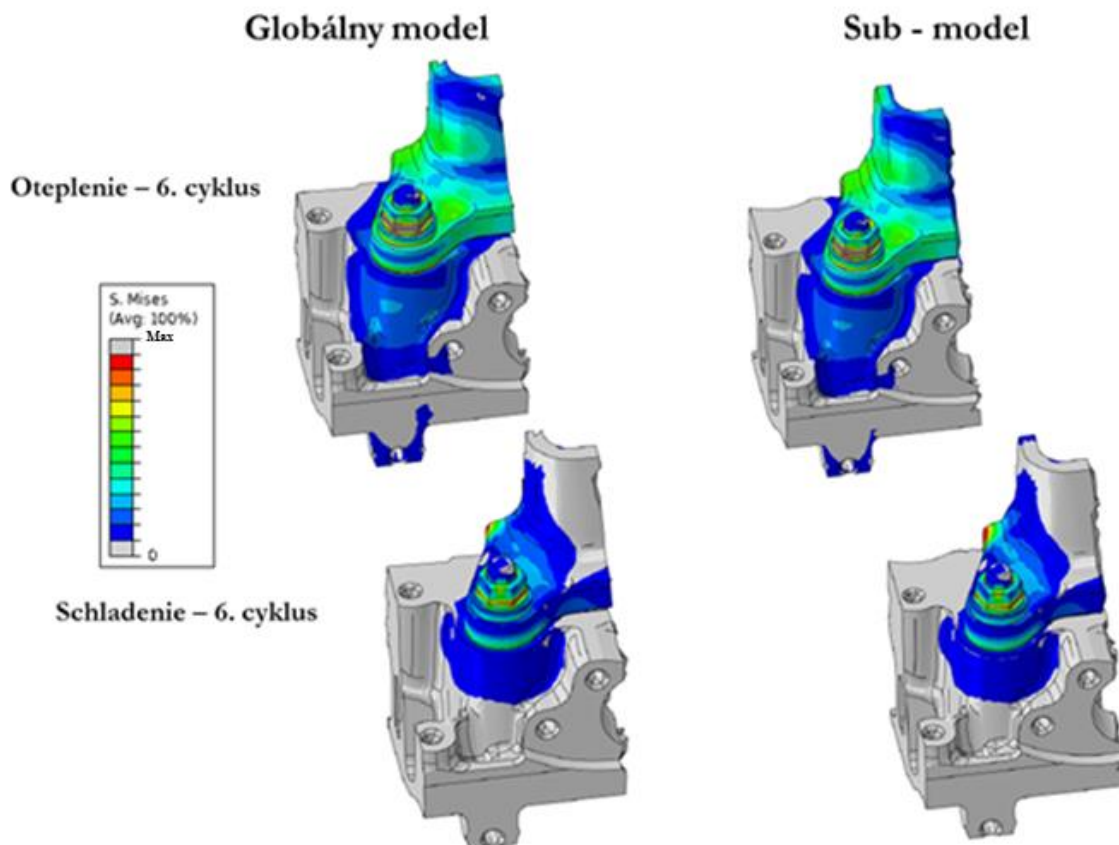
Obr. 53 – Redukované napätie v prípade porovnania globálneho modelu a sub-modelu

Jedným z ďalších dôležitých hľadísk porovnania spomínaných dvoch modelov je rozdiel výsledných hodnôt redukovaného napätia. Vyhodnotenie prebehlo v poslednom kroku, čo znamená v záverečnom tepelnom cykle. Na obr. 53 je vykreslený priebeh redukovaného napätia v prípade porovnania globálneho modelu a sub-modelu, z ktorého je jasne vidieť, že rozdiel v rozložení napätí je minimálny. Na základe toho, je možné tvrdiť, že náhrada sub-modelu za globálny model pre prevedenie simulácii reálna.



Obr. 54 – Porovnanie hodnôt posuvov globálneho modelu vs. sub - model

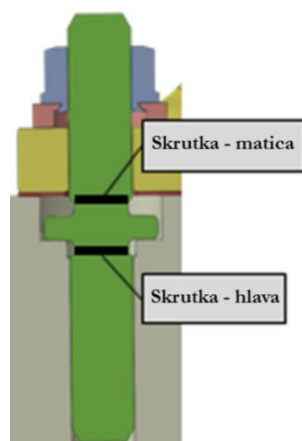
Na základe obr. 54 je možné zhodnotiť, že výsledné hodnoty celkového posuvu globálneho modelu voči sub – modelu nedosahujú značných významných rozdielov. Výsledky posuvov sú zobrazené v rámci posledného termického cyklu a teda posledných nastavených krokov zaťaženia č. 14 a 15. Z hľadiska dosiahnutých výsledkov je možné ďalej interpretovať túto možnosť nahradenia celkového modelu za sub – model ako adekvátnu.



Obr. 55 – Porovnanie hodnôt redukovaného napätia globálneho modelu vs. sub - model

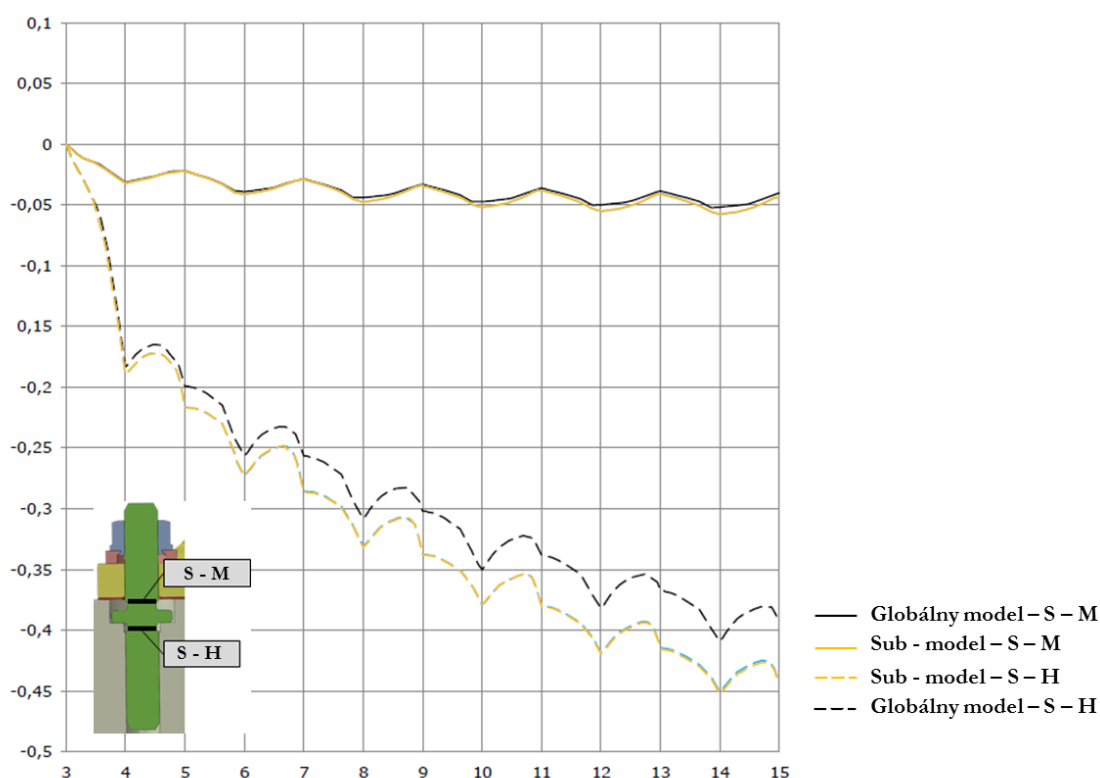
Ako je možné rozpoznať z obr. 55 hodnoty napätia v cykle ohriatia ale aj schladenia sústavy nedosahujú výrazne odlišných hodnôt medzi globálnym modelom a sub – modelom. Na základe týchto výsledkov je opätovne možné tvrdiť, že vytvorený sub – model je adekvátnou náhradou globálneho modelu s cieľom zvýšiť efektivitu a časovú flexibilitu ladenia jednotlivých parametrov.

Omnoho dôležitejším zástupcom vyhodnocovania porovnávania výsledkov globálneho modelu a sub – modelu sú hodnoty pootočenía skrutky oproti hlave valcov a matice oproti skrutke, ktorých výsledky predstavujú najdôležitejší záver v rámci tejto práce. Hodnoty pootočení boli odpočítavané z miesta nastavenia predpätia medzi skrutkou a hlavou valcov (S – H) a taktiež skrutkou a maticou (S – M) ako je to zobrazené na obr. 56.



Obr. 56 – Zobrazenie dvojitého predpätia skrutky

Rozdiel hodnôt pootočení medzi skrutkou a hlavou valcov predstavuje malú odchýlku, čo znamená veľmi malý rozdiel. V prípade pootočenia matice voči skrutke je rozdiel hodnôt z globálneho modelu a sub – modelu ešte o mnoho menší než v prechádzajúcom prípade. Na základe porovnania výsledkov z globálneho modelu a sub-modelu na obr. 57, je možné tvrdiť, že náhrada sub-modelu za globálny model z hľadiska úspory výpočtového času je adekvátne.



Obr. 57 – Porovnanie hodnôt pootočenia matice a skrutky – globálny model vs. sub - model

## 8 Popis jednotlivých simulácií a hodnotenie výsledkov

Na vytvorení výpočtovom sub-modeli boli prevedené simulácie, ktorých podrobnejší popis spolu s vyhodnotením je obsiahnutý v podkapitolách 8.1 až 8.3. Dosiahnuté výsledky boli následne overené opätovným výpočtom na globálnom modeli aby sa preukázala ich správnosť. V rámci diplomovej práce bol postup vytvorenia jednotlivých variant rozdelený do dvoch kategórií. Z hľadiska optimalizácie sa v prvom rade jedná o variovanie parametrov v rámci skrutkového spoja s podmienkou dodržania pôvodnej geometrie modelu, tzn. zmenu parametrov skrutkového spoja. O uvedených variantoch pojednáva podkapitola 8.1. a 8.2., konkrétne vo veci zmeny parametra stúpania závitů a zmeny koeficientu trenia na závitových ale aj stykových plochách. Do druhej kategórie variovania spadá geometrická zmena modelu, čo v bližšom význame predstavuje zmenu veľkosti skrutky a matice z normovaného rozmeru M8 na M10. Detailnejší popis prevedenia simulácie a vyhodnotenia je opísaný v podkapitole 8.3. Vo výsledku to predstavuje osem prevedených variant výpočtu, ktoré zahŕňajú štyri varianty stúpania závitů, tri varianty zmeny koeficientu trenia a nakoniec posledná geometrická zmena rozmeru skrutkového spoja.

### 8.1 Varianty stúpania závitů

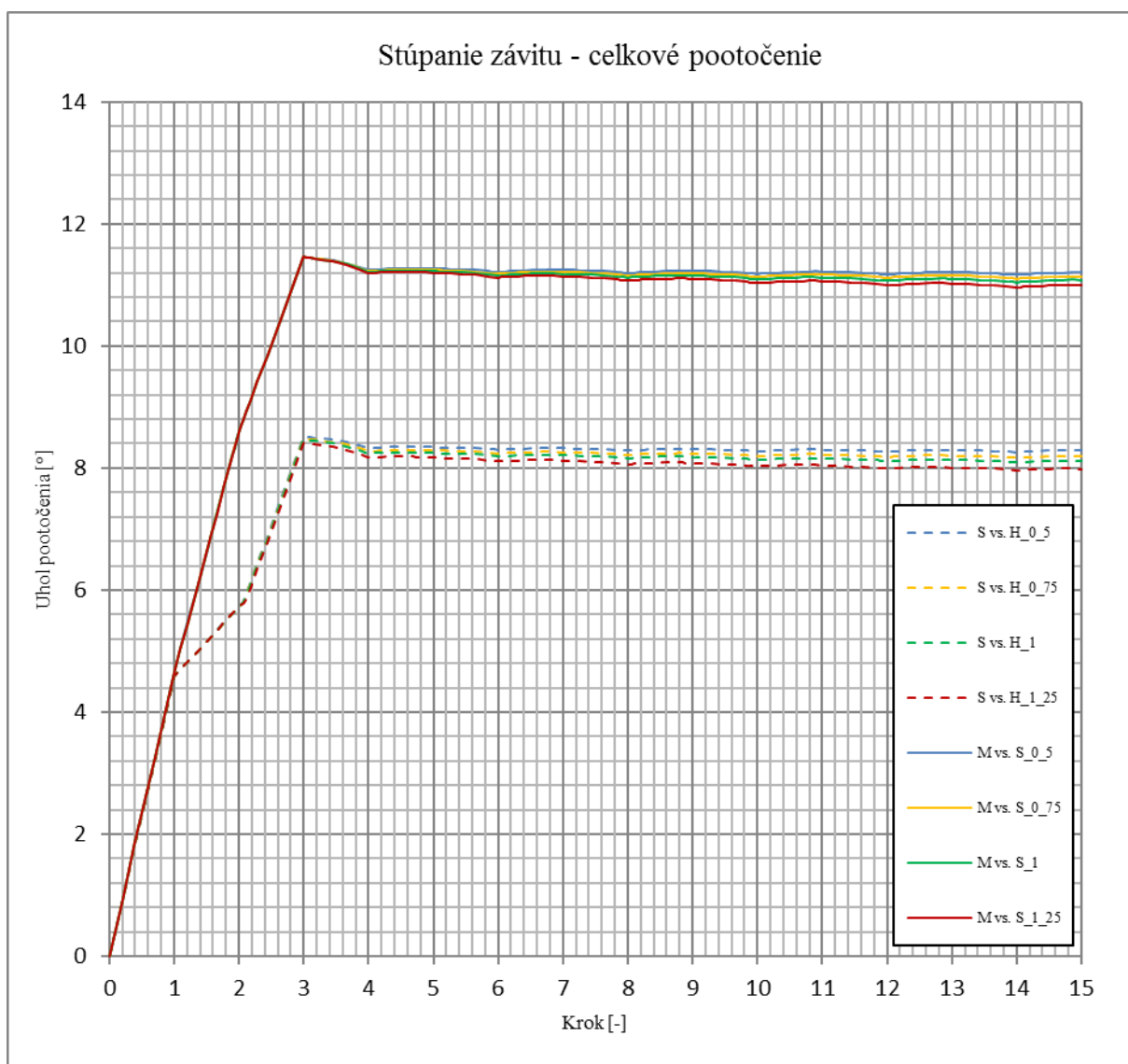
Ako prvú variantu v rámci kategórie zmeny parametra skrutkového spoja bola uvažovaná rozdielna hodnota stúpania závitů, tzv. rozstup závitů skrutky a matice o rozmere M8. Na základe predpokladu vyššej únosnosti skrutkového spoja pri kombinovanom namáhaní vďaka znižovaniu hodnoty stúpania závitů, boli vytvorené druhy výpočtových modelov. Z teórie vyplýva, že čím jemnejší závit, tým lepšie rozloženie tlaku v oblasti závitového spojenia skrutky a matice. Všetky typy výpočtov boli prevedené s rovnakým nastavením jednotlivých krokov zaťaženia, ktorých postup je opísaný v kapitole 7.2. Jediná zmena nastala v prípade nastavenia stúpania závitů. Vzhľadom ku geometrii modelu bez reálne vytvorenej skrutkovice, je možná úprava stúpania závitů len v nastavení kontaktu pomocou možnosti „clearance“, kde je okrem stúpania definovaný aj stredný priemer závitů skrutky a matice. Prislúchajúce hodnoty zobrazené v tabuľke 9, boli volené na základe normy ČSN ISO 724, ktorá pojednáva o metrických závitoch.

Tabuľka 9 – Hodnoty stúpania závitů

Stúpania závitů [mm]	Stredný priemer závitů [mm]
1,25	7,188
1	7,350
0,75	7,513
0,5	7,675

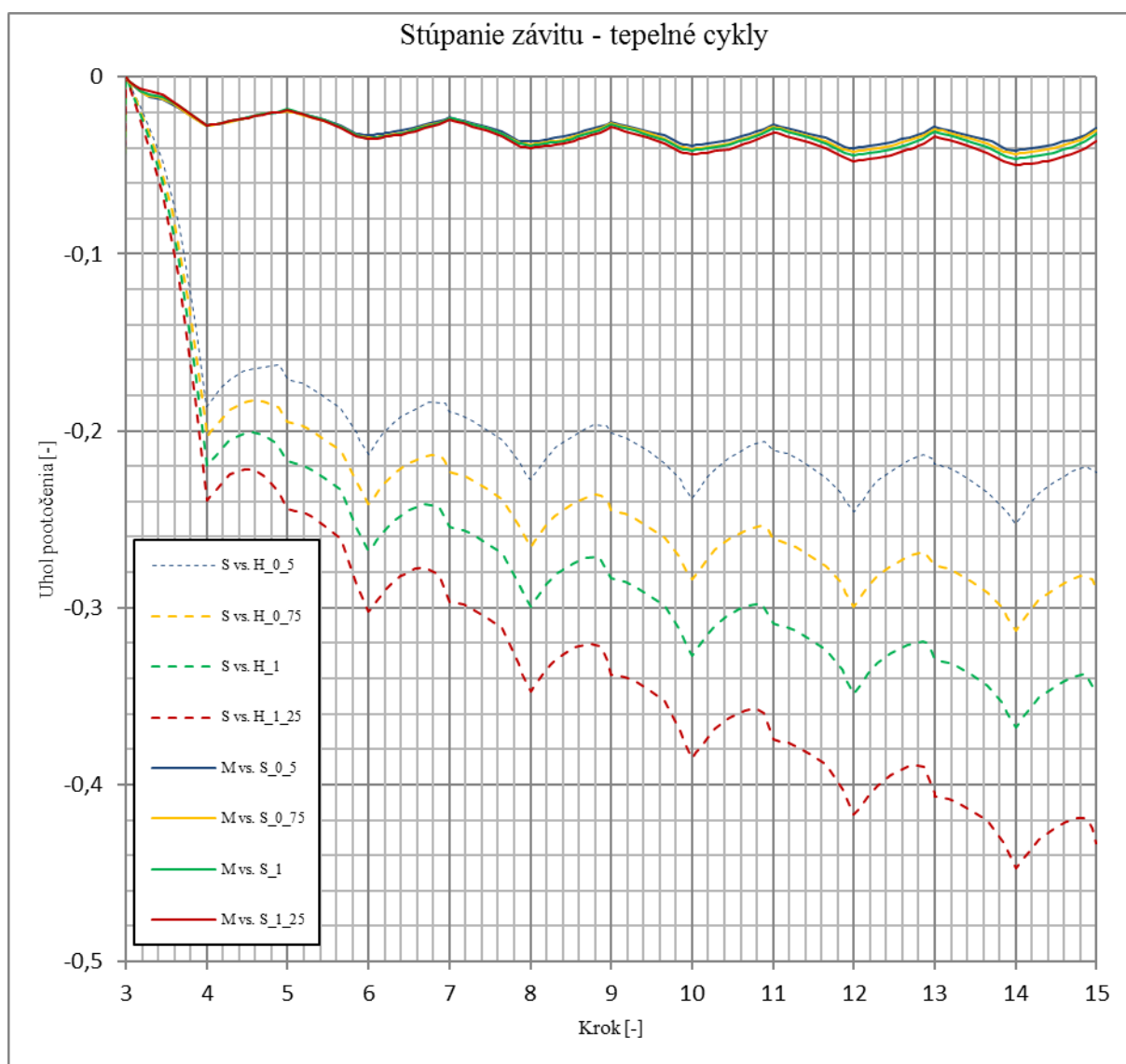
Hodnotiacou veličinou pre určenie hlavného cieľa, tzn. povoľovanie skrutkového spoja je hodnota pootočenia skrutky a matice. V rámci vyhodnotenia je dôraz kladený na priebeh pootočenia skrutky voči hlave valcov a pootočenia matice voči skrutke, predovšetkým v oblasti tepelných cyklov. Na obr. 58 a 59 sú znázornené hodnoty celkového pootočenia a pootočenia v rámci tepelných cyklov, ktoré boli odčítané z referenčného bodu nastaveného „couplig-u“ v prípade sub-modelu. Ďalším dôležitým faktorom vyhodnotenia sú hodnoty osových síl v skrutkách, ktorých priebeh prezentuje funkciu tesnosti daného spoja. O týchto výsledkoch poskytujú viac informácií obrázky priložené v prílohe A.

Priebeh napätia je samozrejme taktiež dôležitý, hlavne v oblasti skrutkového spoja a taktiež hodnoty plastických deformácií. Všetky dôležité výstupy z prevedených simulácií v rámci variovaní stúpania závitú sú uvedené v obsahu tejto podkapitoly.



Obr. 58 – Celkové pootočené centrovacej skrutky voči hlave valcov a matice voči skrutke – sub-model

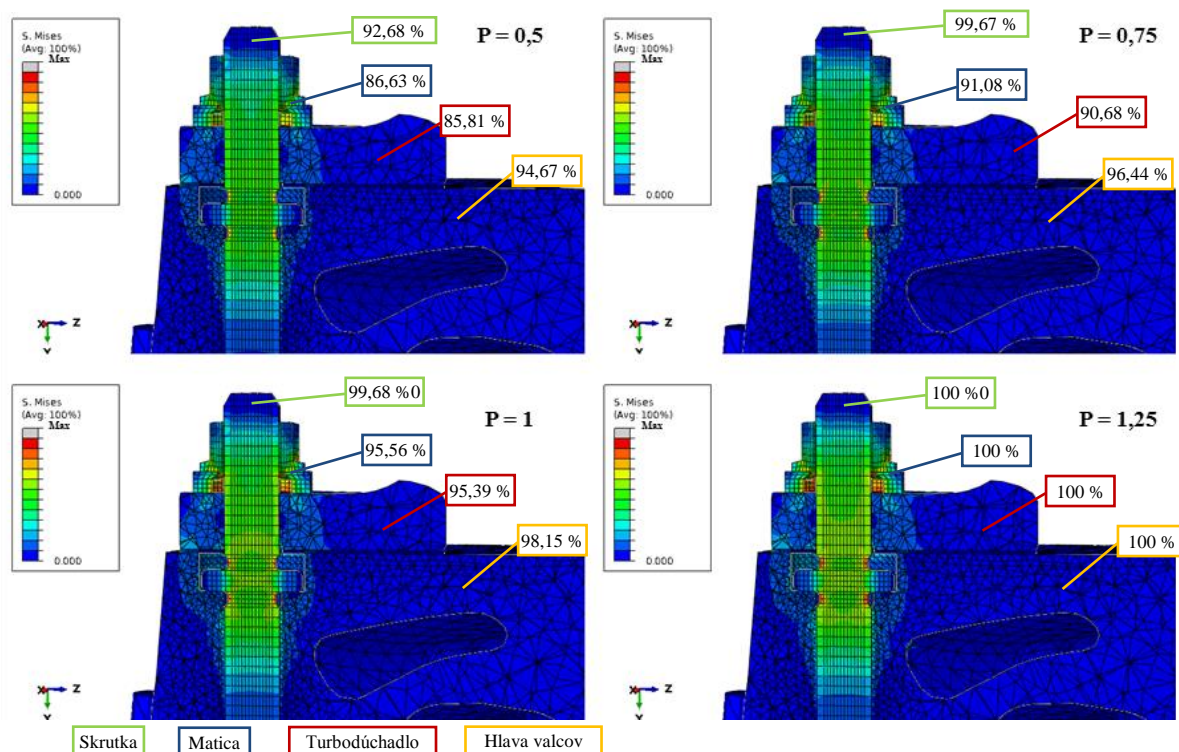




Obr. 59 – Pootočení centrovacej skrutky voči hlave valcov a matice voči skrutke v rámci tepelných cyklov – sub-model

Z dôvodu výhod využitia sub-modelu spomínaných v podkapitole 7.3. a overení správnosti výsledkov bola v prvom rade prevedená simulácia na tomto výpočtovom modeli pre variovanie parametra skrutkového spoja. Na centrovacej skrutke boli prevedené simulácie s rôznou hodnotou stúpania závitů, ktorých výsledné hodnoty pootočení sú zobrazené na obr. 58 a 59. Prvý zo spomínaných obrázkov pojednáva o výsledných veľkostiach celkového pootočení zahŕňajúcich aj samotnú montáž sústavy, kde celkové pootočení skrutky v dôsledku dotiahnutia je  $8,5^\circ$  a matice  $11,3^\circ$ . Avšak od kroku 3 začína dochádzať ku povoľovaniu skrutkového spoja. Vyššiu prioritu však majú výsledné hodnoty v rámci tepelných cyklov, kedy dochádza ku najväčšiemu posuvu z dôvodu rozpínavosti predovšetkým turbodúchadla a teda k povoľovaniu spoja. Výsledky pootočení odpovedajú teoretickému predpokladu, teda že k najvyšším hodnotám pootočení bude dochádzať práve pri najväčšom stúpaní závitů. Dosiahnuté hodnoty boli následne overené výpočtom

na globálnom modeli, ktorých odpovedajúce veľkosti sú zobrazené na obr. 64 a 65 pre každú dvojicu skrutky a matice.

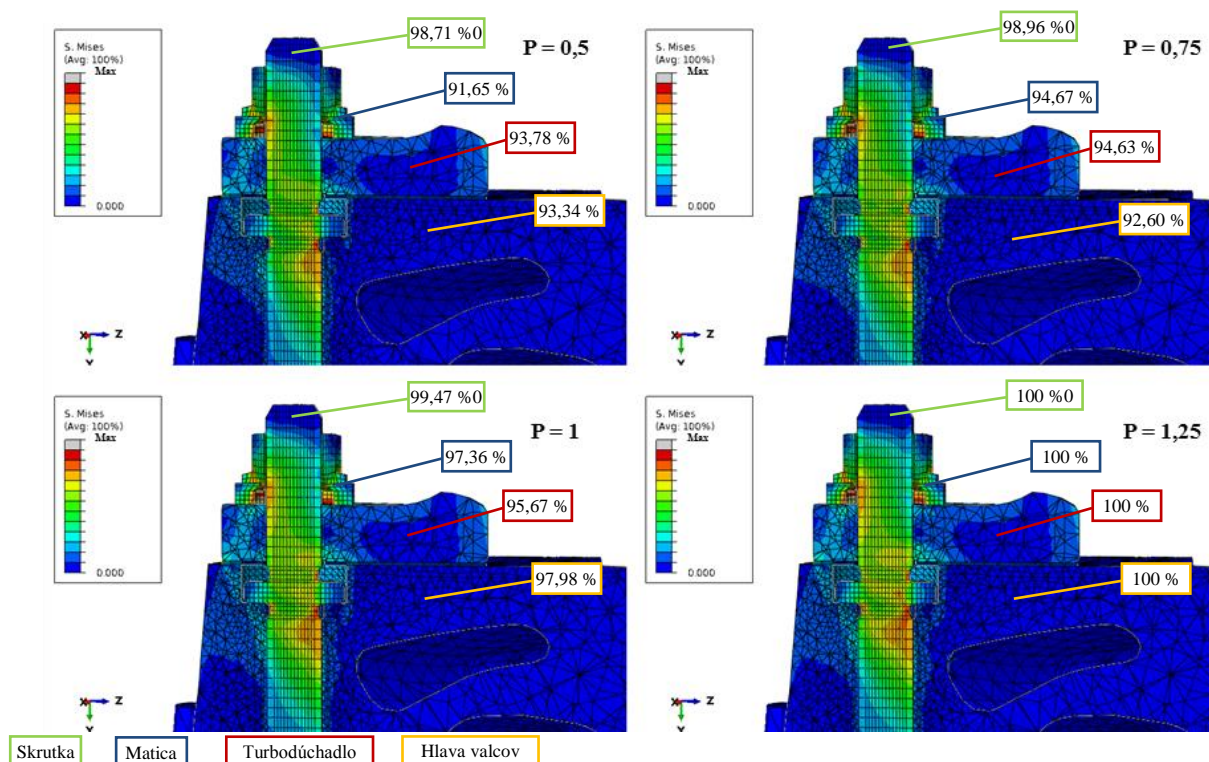


Obr. 60 – Redukované napätie v momente montáže – 3. krok nastavenia zaťaženia

Na obr. 60 sú zobrazené priebehy redukovaných napätí v reze centrovacej skrutky v čase montáže sústavy s rozdielnymi hodnotami stúpania závitu. Z dôvodu zachovania firemného tajomstva nie je možné zobrazit' konkrétne hodnoty dosiahnutých napätí. Platí však, že hornej hranici nastavenej škály odpovedá hodnota medze sklzu pre skrutky, čo znamená 900 MPa a je vyznačená červenou farbou. Pre lepšiu predstavivosť sú jednotlivé hodnoty napätí vyjadrené v percentuálnom porovnaní ku základnému modelu, čo predstavuje varianta M8 so stúpaním o hodnote 1,25. Táto varianta bola braná ako základ pre porovnanie v každom prípade vyhodnotenia v rámci tejto práce. Na základe vyhodnotenia zobrazeného na obr. 60, je možné tvrdiť, že v prípade skrutkového spoja klesá hodnota napätia spolu s hodnotu stúpania závitov. Hodnoty rozdielov napätia medzi jednotlivými variantami je možné odčítať z obr. 60. Ďalej je zrejmé, že v oblastiach vrubu skrutky dochádza ku prekročeniu medze sklzu a teda ku vzniku plastických deformácií. Maximálne napätie za medzou sklzu, nastáva v oblasti matice spolu s podložkou. K tomuto výsledku dochádza z dôvodu použitého elastického modelu materiálu pre maticu s integrovanou podložkou. Aby bolo možné dosiahnuť presnejších výsledkov, ktoré by viac odpovedali reálnym hodnotám bolo by vhodné použiť pre maticu aspoň bilineárny typ modelu materiálu alebo multilineárny. Avšak nebolo možné získať presnejšie dáta materiálovej charakteristiky pre reálnejší popis takejto situácie. Priebeh napätia je po priereze symetrický, keďže sa jedná o montáž sústavy. Taktiež je možné si všimnúť, že najväčšie zaťaženie v oblasti závitu skrutky a hlavy valcov prenášajú teoretické prvé závity, čo odpovedá teoretickému predpokladu. Na základe tohto vyhodnotenia je možné tvrdiť, že v danom momente k deštrukcii skrutky nedochádza

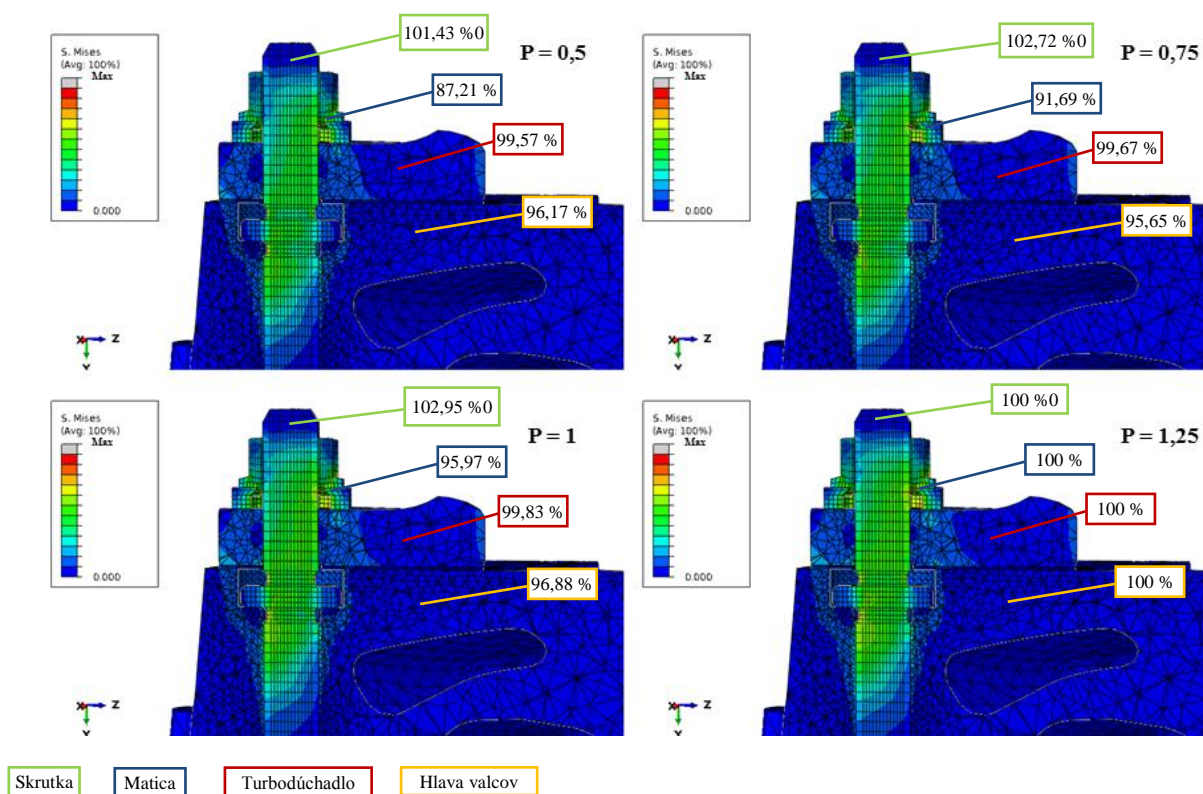


ani v jednom z prípadov stúpania závit. Pre riešenie problematiky v rámci tejto práce však nie sú konkrétne hodnoty napätí dôležité. Veľkosť napätí v určitých časových okamihoch slúži ako doplnková informácia z hľadiska posúdenia plastického chovania spoja.



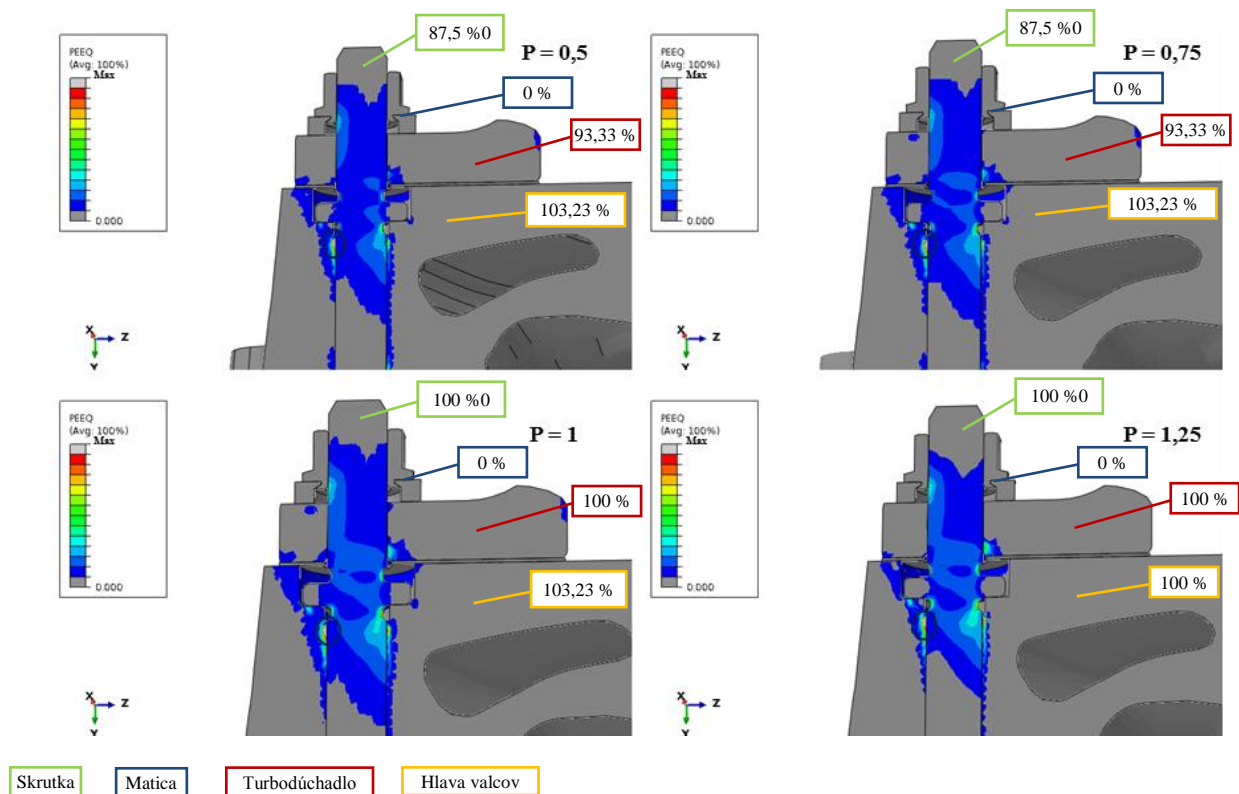
Obr. 61 – Redukované napätie v poslednom otepľovacom kroku – 14. krok nastavenia zaťaženia

Obdobne, ako v prípade montáže, sú na obr. 61 zobrazené priebehy redukovaných napätí v oblasti rezu centrovacej skrutky, tento krát pre stav posledného oteplenia sústavy v percentuálnom pomere. Škála hodnôt napätí je nastavená rovnako ako v predchádzajúcom prípade. Na základe výsledkov je možné tvrdiť, že najvyššie hodnoty napätí sa nachádzajú znovu v oblasti koncentrátoru napätia a teda v mieste vrubu skrutky a taktiež v mieste matice s podložkou. Priebeh napätia po priereze skrutky nie je symetrický a to z dôvodu, že nedochádza ku symetrickému zaťažovaniu v rámci oteplenia sústavy. Rovnako je tomu tak aj v nasledujúcich prípadoch. Vzhľadom k výsledným priebehom napätí v prípade rôznych hodnôt stúpania závit je adekvátne tvrdiť, že čím je nižšia hodnota stúpania tým je daný skrutkový spoj schopný uniesť vyššie zaťaženie spôsobené mechanicky ale aj tepelným vplyvom. Najlepšie výsledné hodnoty rozloženia napätia po priereze skrutky predstavuje varianta s najnižším stúpaním závit o hodnote 0,5, čomu aj odpovedá percentuálne porovnanie so základným modelom.



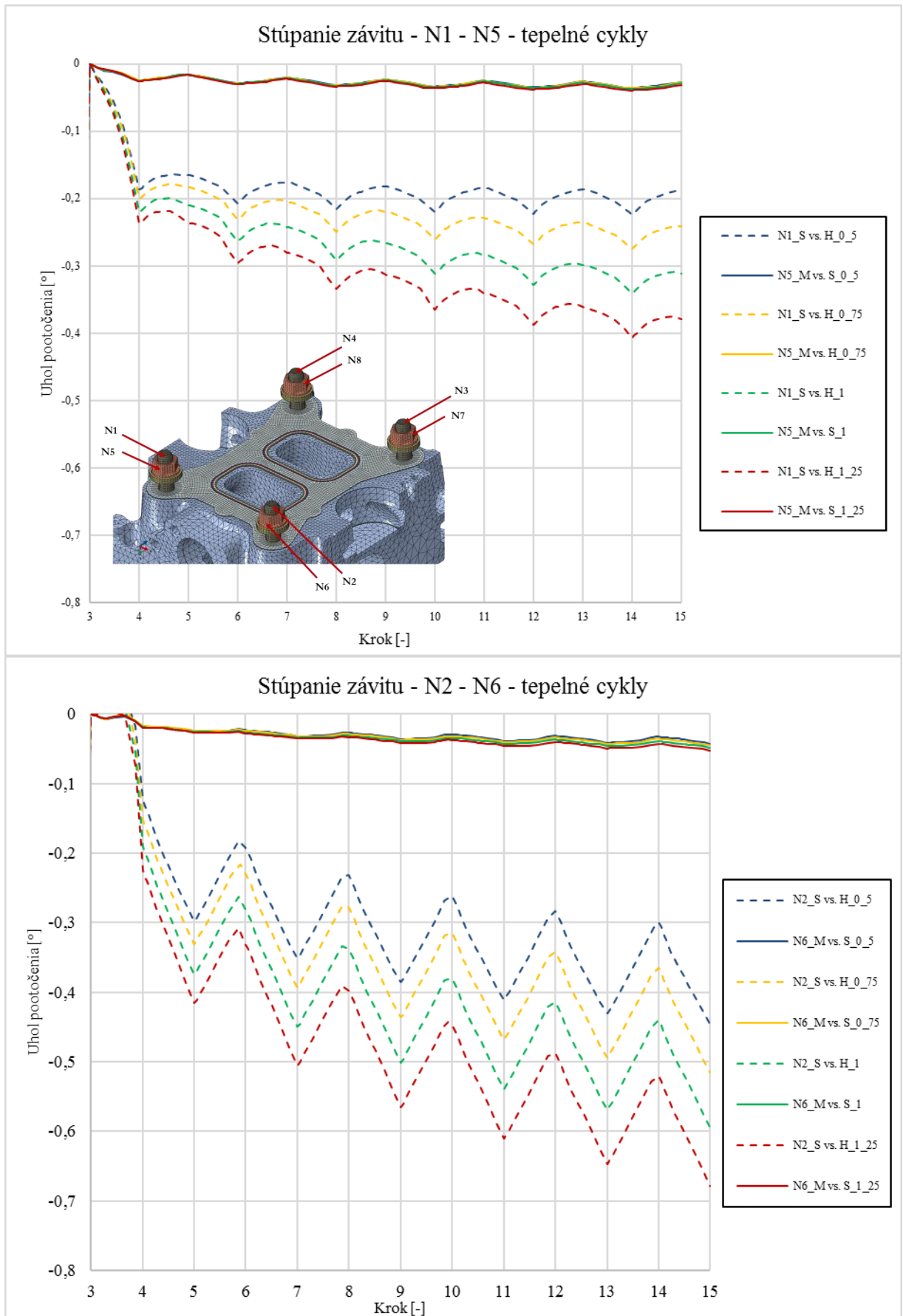
Obr. 62 - Redukované napätie v poslednom ochladzovacom kroku – 15. krok nastavenia zaťaženia

Priebehy redukovaných napätí po priereze skrutky v prípade posledného ochladenia sústavy prakticky na izbovú teplotu, sú zobrazené na obr. 62. V tomto prípade je nastavenie škály rovnaké ako v predchádzajúcich dvoch prípadoch. V rámci posledného kroku nedochádza k nijak zvlášť vysokým hodnotám napätia vzhľadom k medzi sklzu ani v jednom prípade stúpania závit. Najlepšie výsledky priebehu napätia vzhľadom k percentuálnemu porovnaniu dosahuje varianta s hodnotou stúpania závit 0,5.



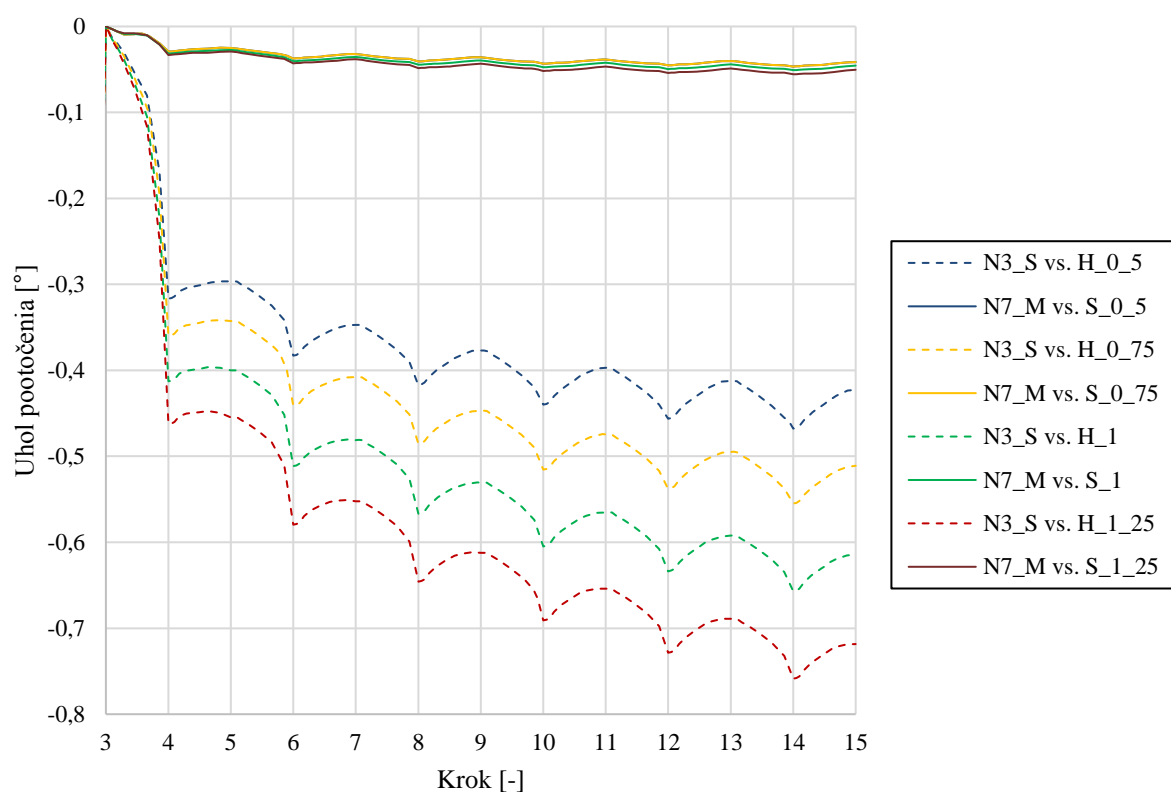
Obr. 63 – Plastická deformácia v oblasti rezu centrovacej skrutky v poslednom kroku zaťaženia – 15. krok

Na základe plastických deformácií zobrazených na obr. 63 je možné si všimnúť, že najväčšia oblasť plasticity sa nachádza v prípade stúpania závitú s hodnotou 1,25. Oblasti s najvyššími hodnotami plastickej deformácie sú vyznačené na obr. 63 v mieste závitú skrutky a hlavy valcov spolu s percentuálnymi pomermi. Tento výsledok je možné vysvetliť tak, že horná časť závitú prenáša najvyššie zaťaženie vzhľadom k dĺžke závitú a tým pádom v tomto mieste vznikajú najväčšie trvalé deformácie. Možno si je všimnúť taktiež, že matica s podložkou nedosahuje žiadnych hodnôt plastických deformácií. To má za následok použitia len elastického modelu materiálu. Veľkosť plastickej deformácie sa však pohybuje v hodnotách stotín milimetra.

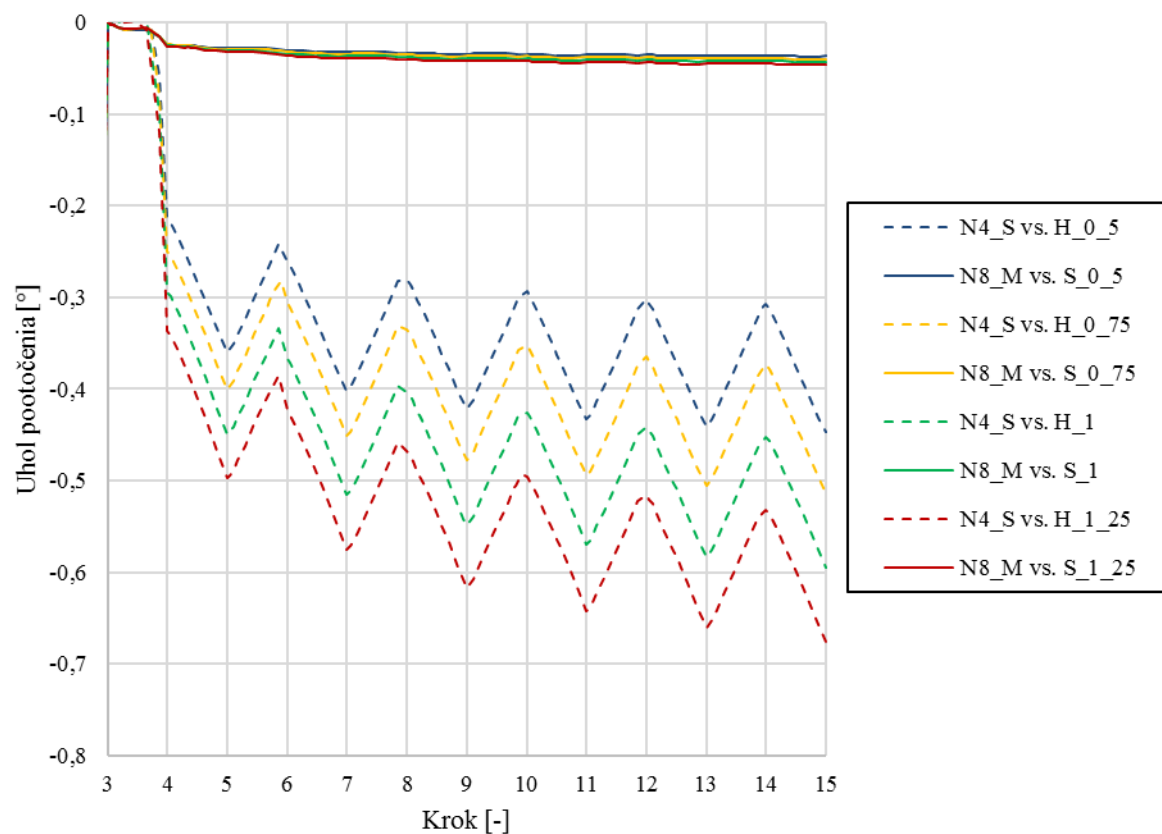


Obr. 64 – Pootočenie skrutiek a matic s rôznymi hodnotami stúpania závitu

## Stúpanie závitu - N3 - N7 - tepelné cykly



## Stúpanie závitu - N4 - N8 - tepelné cykly



Obr. 65 - Pootočenie skrutiek a matic s rôznymi hodnotami stúpania závitu



Na obr. 64 a 65 sú zobrazené hodnoty pootočenía skrutiek voči hlave valcov a taktiež pootočenía matíc voči odpovedajúcim skrutkám v rámci šiestich zaťažovacích tepelných cyklov. Na ose „x“ je zobrazený počet krokov zaťaženia sústavy. Šiestim tepelným cyklom odpovedajú kroky 3 až 15. V prípade montáže dochádza v každom prípade stúpania závitú k rovnakým hodnotám pootočenía skrutiek a matíc a preto je dôležité vykreslenie pootočení predovšetkým v čase tepelných cyklov. Výsledné hodnoty celkového pootočenía skrutiek a matíc sú zobrazené na obrázkoch, ktoré sú súčasťou prílohy A. Veľkosti zobrazených pootočení predstavujú najdôležitejšiu časť vyhodnotenia výsledkov zo simulácií. Jednotlivé skrutky spolu s maticami sú označené na základe referenčných uzlov, ktoré sú priradené prislúchajúcemu „coupling-u“. Pre lepšiu orientáciu súčasťou obr. 64 je označenie jednotlivých skrutiek a matíc. Z výsledkov pootočení dvojíc S – H a M – S je zrejmé, že najnižšie a teda najlepšie hodnoty vykazuje varianta s hodnotou stúpania 0,5, k čomu dochádza v dôsledku vyššej únosnosti skrutky z dôvodu voľby jemnejšieho závitú. Za pôvodné nastavenie rozmeru závitú bolo považované stúpanie s hodnotou 1,25. Vzhľadom k dosiahnutým výsledkom je možné tvrdiť, že zmena veľkosti stúpania vedie k zlepšeniu správania skrutkového spoja a je dôležité tento parameter brať do úvahy pre ďalšie riešenie podobnej problematiky.

Z hľadiska tesnosti skrutkového spoja bolo taktiež prevedené vyhodnotenie osových síl v skrutkách v mieste predpätia skrutky. Hodnoty síl boli odčítané z plôch, ktoré odpovedajú oblastiam predpätia nastavených vo výpočtovom modeli. Na základe dosiahnutých výsledkov je možné hodnotiť, že so znižujúcou hodnotou stúpania závitú klesá taktiež hodnota osovej sily v priebehu ochladenia sústavy. Pri opätovnom zahriatí sa hodnota sily zvýši na blízku hodnotu pôvodnej sily predpätia. Z celkového hľadiska však veľkosť osovej sily klesá z jedného zaťažujúceho cyklu na druhý. K úplnej strate tesnosti spoja však nedochádza ani v jednom z prípadov stúpania závitú. Priebehy síl sú zobrazené na obrázkoch, ktoré sú obsiahnuté v rámci prílohy A.

## 8.2 Varianty koeficientu trenia

Ďalším dôležitým faktorom variovanía parametrov skrutkového spoja je hodnota koeficientu trenia. Súčiniteľ trenia v závite  $f_g$  je okrem drsnosti povrchu závitú závislý tiež na konečnej úprave povrchu závitú skrutky a matice, na poradí tepelného spracovania s cieľom zvýšiť odolnosť skrutkového spoja pri jeho namáhaní, stupni presnosti a technológii výroby. Vplyv drsnosti spoločne s úpravou povrchu je považovaný za najvýznamnejší. Ani v prípade skrutkového spojenia, kde by boli všetky komponenty z rovnakého materiálu nie je možné zadať stredné hodnoty súčiniteľov trenia v závite a na stykových plochách, ktoré by boli platné pre každý prípad. Z tohto dôvodu sa musí počítať s rozptylom hodnôt  $f_g$  a  $f_k$ . V tomto prípade boli rozptyly hodnôt spomínaných súčiniteľov brané na základe informácií o úprave povrchu, dostupných z výkresovej dokumentácie. Konkrétne hodnoty koeficientov trenia sú zobrazené v tab. 10. Vzhľadom k variovaníu skrutkového spoja boli menené veľkosti súčiniteľov trenia len v oblasti závitú skrutky, matice a vnútorného závitú v hlave valcov spolu so stykovými plochami medzi dosadnutím matice a podložky, podložky a turbodúchadla a v mieste osadenia skrutky v hlave valcov. Zvyšné hodnoty koeficientov, veľkosti ktorých sú uvedené v podkap. 8.1., ostali nezmenené.

Tabuľka 10 – Hodnoty súčiniteľov trenia

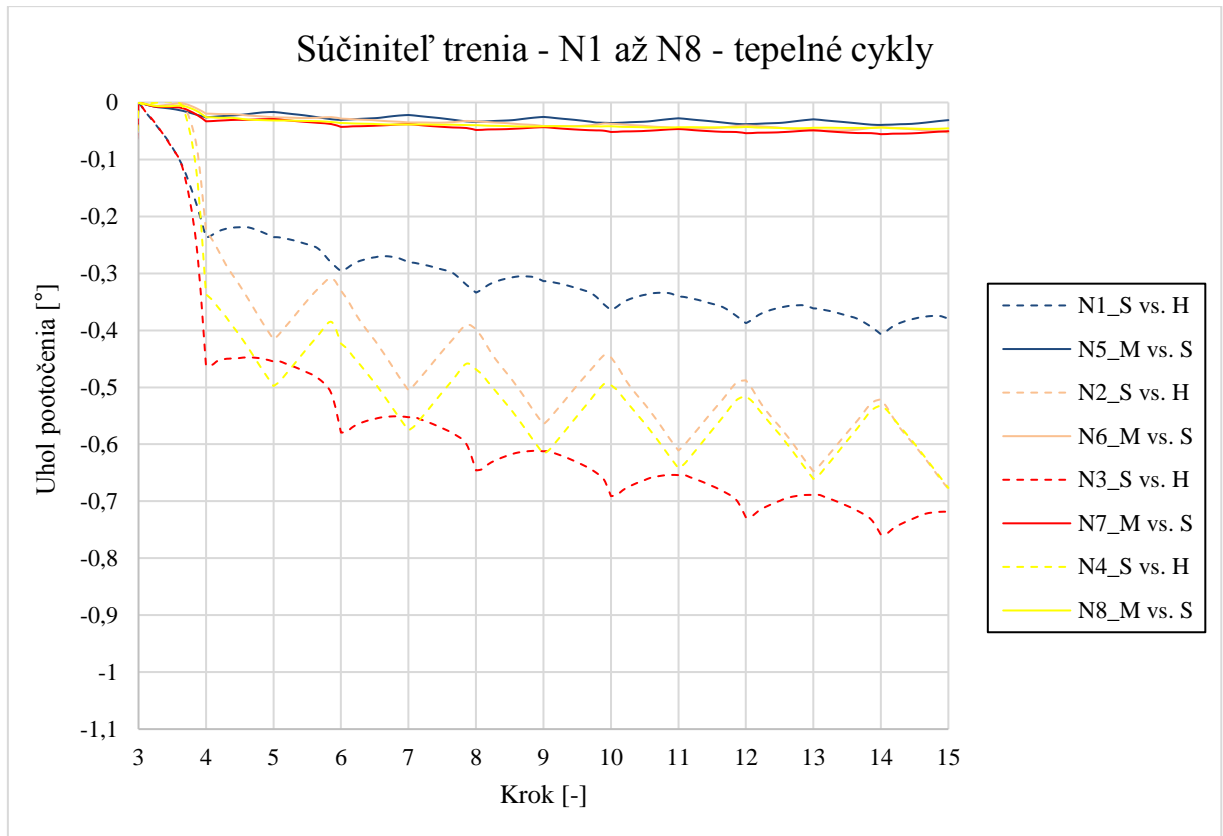
Súčiniteľ trenia	
Závit	Styková plocha
fosfátovaný	suchá
<b>0,10 ÷ 0,16</b>	<b>0,08 ÷ 0,20</b>

Na základe zadaných rozptylov hodnôt súčiniteľov trení, boli zvolené tri nasledujúce varianty výpočtu. Jedná sa o varianty s najnižšími hodnotami koeficientov v oboch prípadoch a opačne taktiež s najvyššími hodnotami. Posledná voľba pripadá stredným hodnotám rozptylu ako je uvedené v tab. 11.

Tabuľka 11 – Varianty výpočtu s rozdielnou hodnotou súčiniteľa trenia

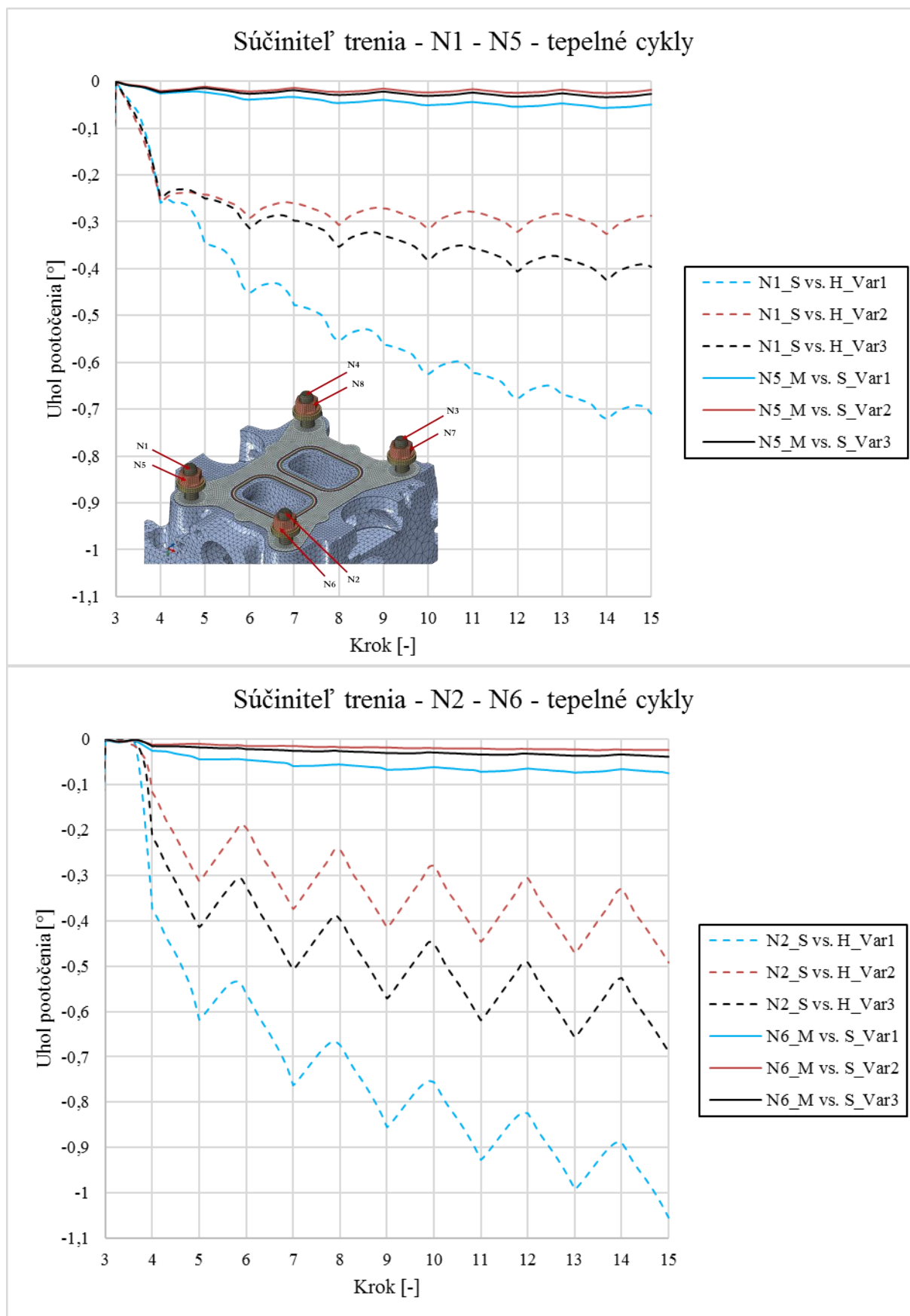
Súčiniteľ trenia	
Pôvodná varianta	
Závit	Styková plocha
<b>0,10</b>	<b>0,10</b>
1. Varianta	
Závit	Styková plocha
<b>0,10</b>	<b>0,08</b>
2. Varianta	
Závit	Styková plocha
<b>0,16</b>	<b>0,20</b>
3. Varianta	
Závit	Styková plocha
<b>0,13</b>	<b>0,14</b>

Vstupné dáta v zmysle použitých materiálov, okrajových podmienok, montáže a tepelného zaťaženia ostali zachované rovnako ako v prípade variovania stúpania závitov. Jediná zmena nastala v hodnote súčiniteľa trenia. Optimalizácia jednotlivých variant výpočtov bola prevedená na vytvorenom sub - modeli a teda na cetrovacej skrutke sústavy. Následne boli získané výsledky overené opätovným výpočtom na globálnom výpočtovom modeli, kde cieľom bolo vyhodnotiť znovu dôležitý faktor pre túto prácu a teda pootočenie skrutkového spoja. Na výsledné hodnoty pootočení a priebehoch napätí či plastických deformácií poukazujú obrázky priložené v tejto podkapitole, ktoré odpovedajú výstupom z globálneho modelu. Výsledky sú ďalej porovnávané s prvotnou verziou s pôvodnými hodnotami koeficientov trenia.

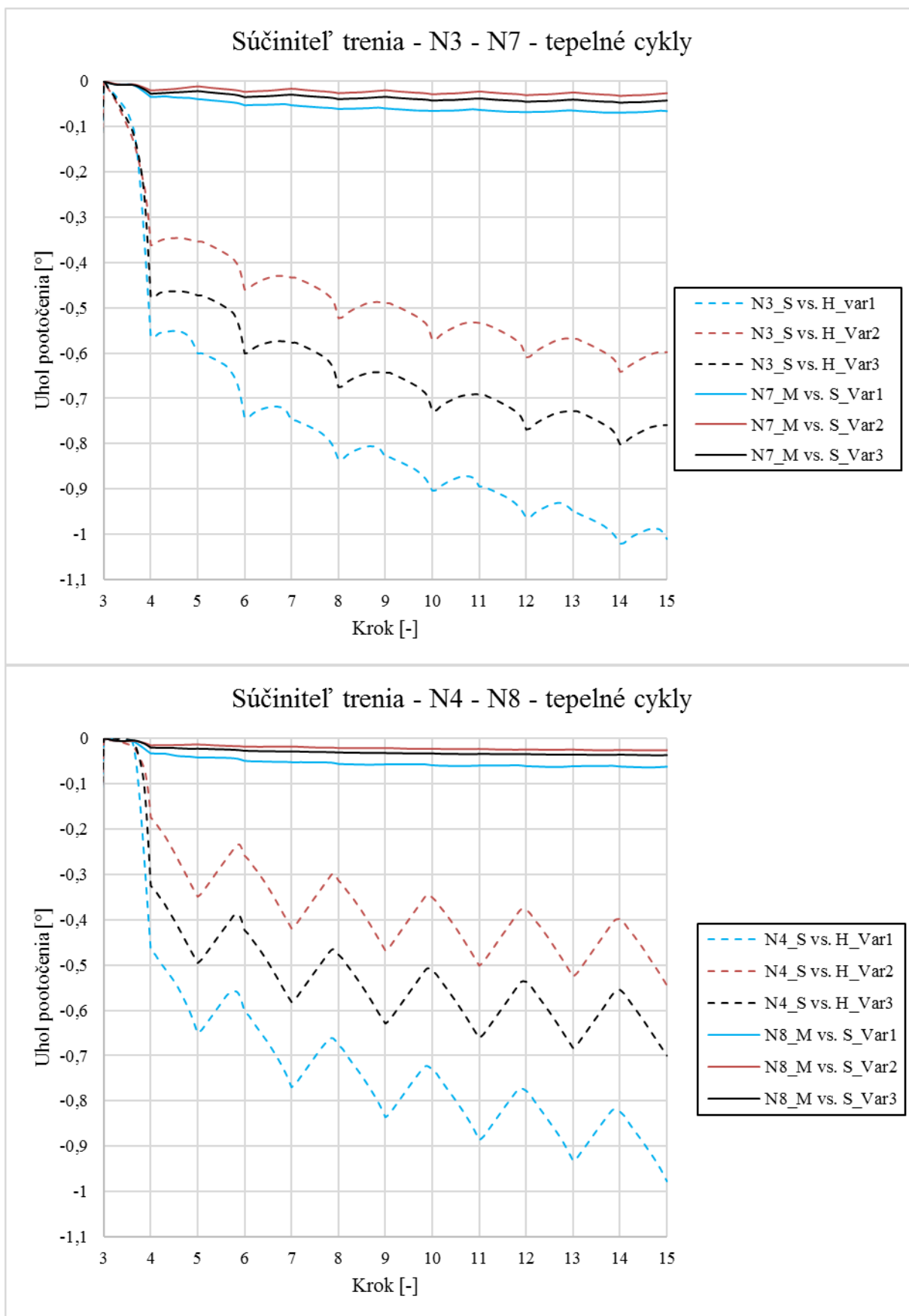


Obr. 66 – Výsledky pootočení pôvodného globál modelu v rámci tepelných cyklov



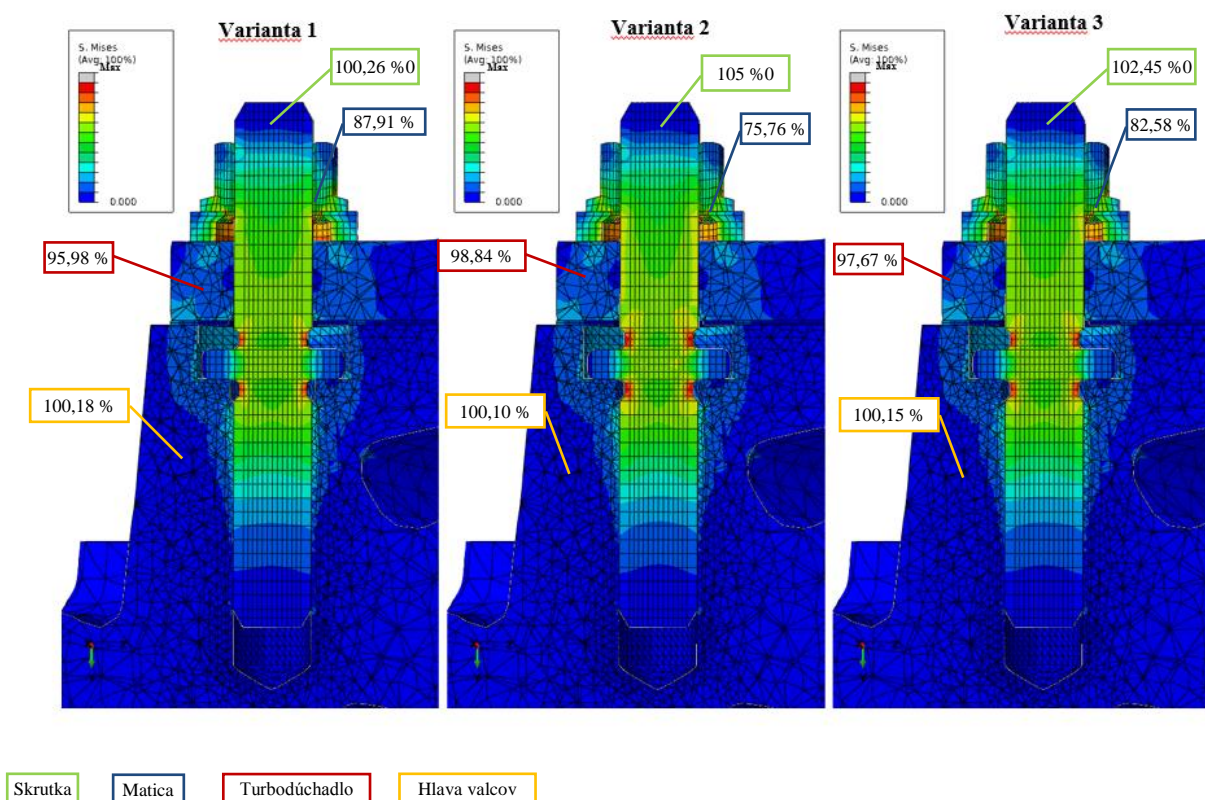


Obr. 67 – Výsledky pootočení skrutiek a matic N1/N5 a N2/N6 pre všetky varianty v rámci tepelných cyklov



Obr. 68 - Výsledky pootočení skrutiek a matic N3/N7 a N4/N8 pre všetky varianty v rámci tepelných cyklov

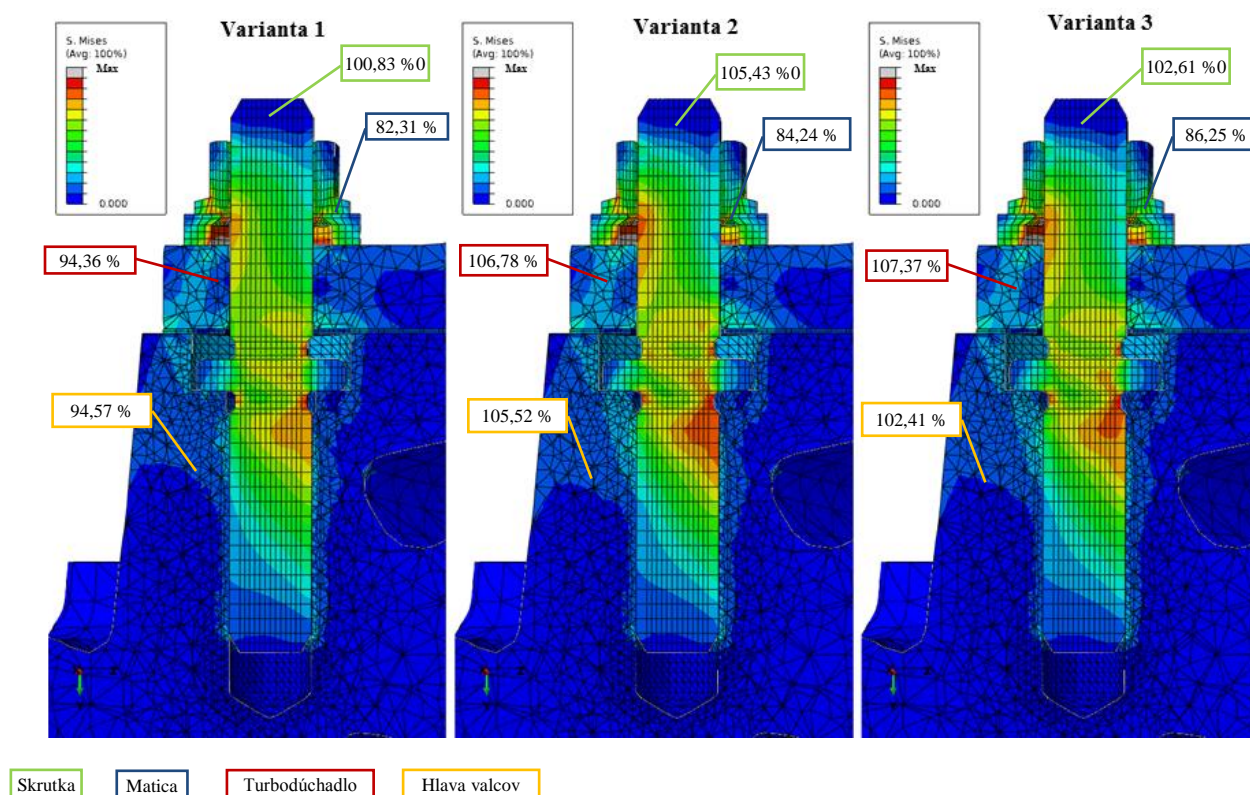
Vzhľadom k dosiahnutým výsledným priebehom pootočení matíc a skrutiek je možné tvrdiť, že najlepšie výsledky dosahuje varianta č. 2 v mieste pootočenia skrutky voči hlave valcov, kde boli nastavené maximálne hodnoty súčiniteľov trenia v mieste závitu ale aj stykových plôch. To môže byť zapríčinené práve vysokou hodnotou drsnosti kontaktných plôch. V prípade varianty č. 3 dochádza ku vyšším hodnotám povolenia matíc a skrutiek, čo má za následok nastavenie stredných hodnôt koeficientu trenia. Podľa očakávaní vyšla aj varianta č. 1, kde vďaka najnižším hodnotám súčiniteľa trenia dochádza k najväčším pootočeniam skrutiek a matíc z dôvodu toho, že pri vzniknutých posuvoch v rámci tepelných cyklov dochádza k vzájomným posuvom medzi podložkou a maticou. Na základe týchto výsledkov je možné tvrdiť, že parameter súčiniteľa trenia má dôležitý význam pre správanie skrutkového spoja pri tomto konkrétnom kombinovanom namáhaní. Z toho dôvodu je dôležité tento parameter brať do úvahy pre realizáciu riešení ďalších problémov podobného charakteru.



Obr. 69 - Redukované napätie v momente montáže – 3. krok nastavenia zaťaženia

Na obr. 69 sú vykreslené redukované napätia v mieste prierezu centrovacej skrutky, ktorá bola vybraná ako základná pre vyhodnotenie tohto typu z hľadiska presného osadenia voči otvoru pre skrutku v oblasti hlavy valcov. Obdobne ako v predchádzajúcej podkapitole 8.1. aj v tomto prípade je zobrazený priebeh napätia bez konkrétnych hodnôt ale v percentuálnom pomere. Hranica škály je však volená rovnakým spôsobom a teda na hranicu medze sklzu 900 MPa. Na základe toho je možné si všimnúť, že k prekročeniu tejto hodnoty dochádza znovu v najužšej oblasti skrutky, čo má za následok vrubový účinok. Oblasti, kde hodnoty presahujúce medzu sklzu sa nachádzajú znovu v mieste matice a podložky v dôsledku použitého elastického modelu materiálu, teda nie je možné tieto hodnoty brať za adekvátne. Hodnoty medze pevnosti neboli dosiahnuté v žiadnej oblasti skrutky a teda k úplnému

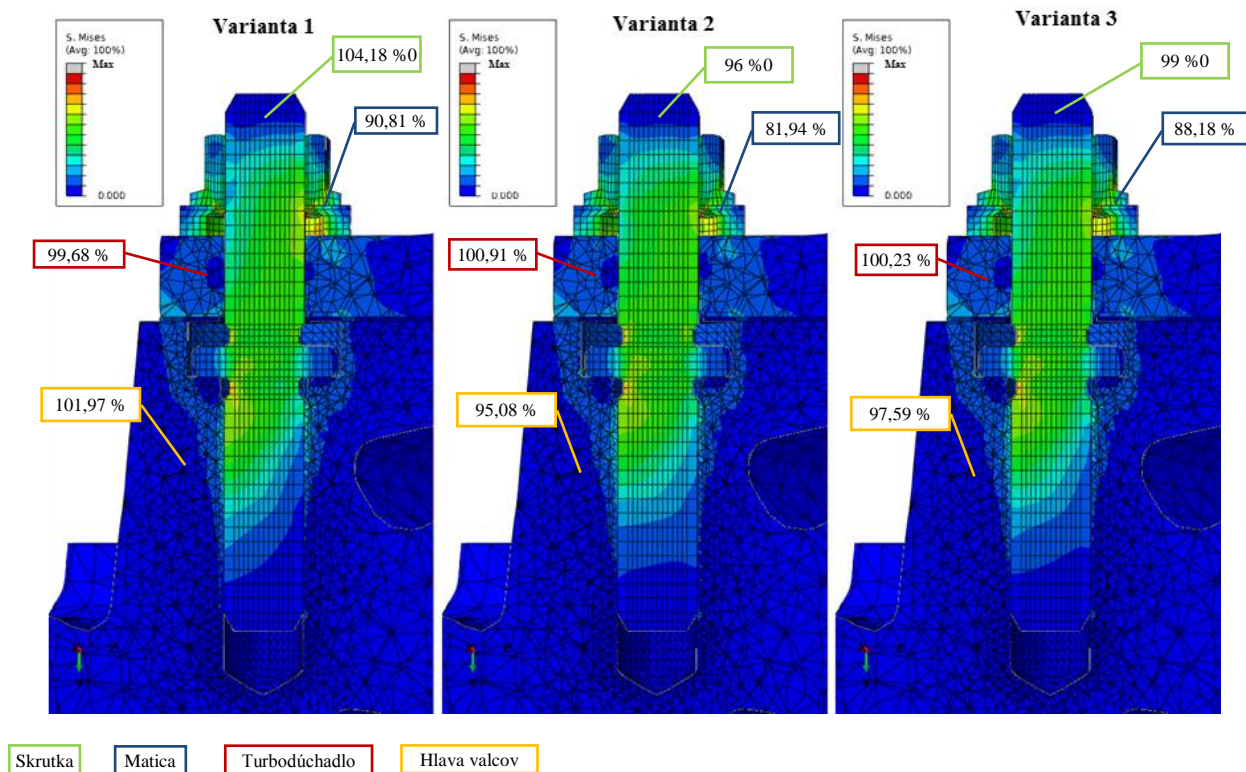
porušeniu nedochádza ani v jednom prípade. Napriek tomu je z jednotlivých variant poznateľ, že najnižšie hodnoty napätia dosahuje varianta č. 1, čo odpovedá taktiež najvyšším hodnotám pootočeniu matíc a skrutiek. Naopak v prípade varianty č. 2 je vidieť, že priebeh napätia v skrutke dosahuje najvyšších hodnôt, čo je taktiež úmerné k najnižším výsledkom pootočeniu skrutiek a matíc. V danom prípade to potvrdzuje teóriu o veľkosti drsnosti stykových plôch, keďže v tomto prípade už dochádza k veľkým trecím silám v závitovej oblasti.



Obr. 70 - Redukované napätie v poslednom otepľovacom kroku – 14. krok nastavenia zaťaženia

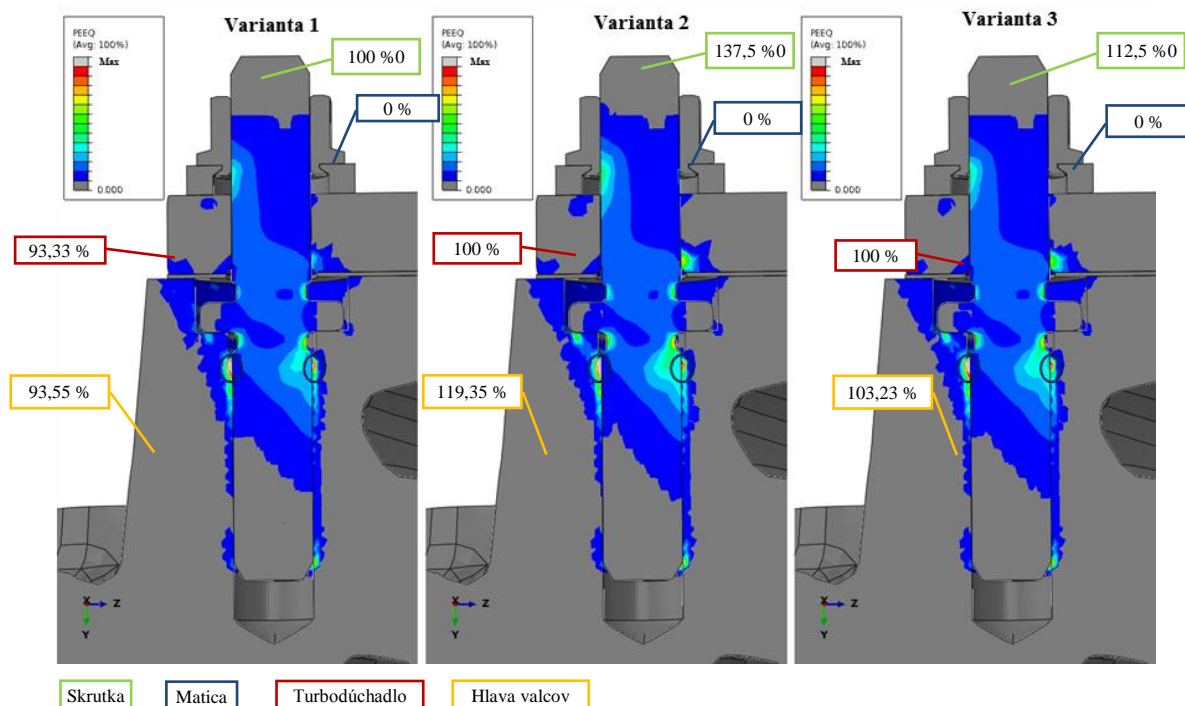
Tak ako pre stav montáže, tak aj pre prvý otepľovací cyklus boli vyhodnotené priebehy napätí v skrutkách, ako je možné vidieť na obr. 70. V podstate sa jedná o úplne rovnakú analógiu ako v prípade montáže a teda, že varianta č. 2, s najvyššími hodnotami súčiniteľov napätia dosahuje najkritickejších hodnôt napätí v mieste vrubu. Každopádne z dosiahnutých výsledkov je reálne tvrdenie, že rozptyl hodnôt súčiniteľa trenia má výrazný vplyv na priebeh napätia v skrutkách. Zatiaľ čo pri montáži súvisí vyššie napätie predovšetkým s vyššou hodnotou ťahovacieho momentu po dotiahnutí spoja, v poslednom tepelnom kroku zostáva vyššia osová sila v dôsledku nižšieho pootočeniu matice.





Obr. 71 - Redukované napätie v poslednom ochladzovacom kroku – 15. krok nastavenia zaťaženia

V prípade ochladenia sústavy rozdiely v priebehu napätia v rámci jednotlivých variant, už nie sú tak radikálne ako v predchádzajúcich dvoch prípadoch. Podstata však ostáva rovnaká ako v prípade montáže a oteplenia sústavy v rámci posledného cyklu.



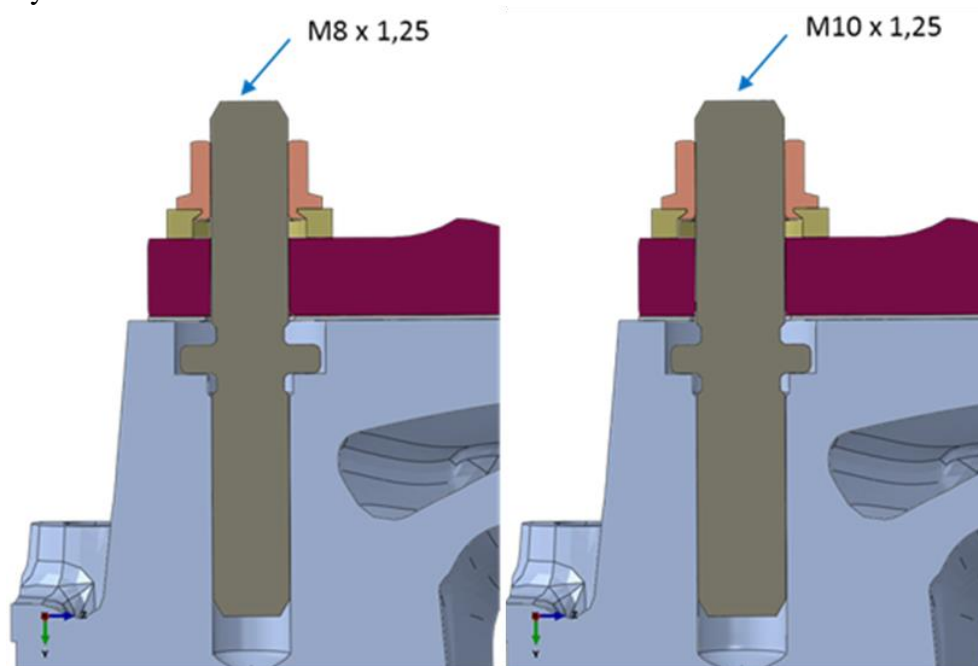
Obr. 72 - Plastická deformácia v oblasti rezu centrovacej skrutky v poslednom kroku zaťaženia – 15. krok

Vzhľadom k plastickým deformáciám, ktoré sú zobrazené na obr. 72, je možné tvrdiť, že rozptyl hodnôt koeficientu trenia má tiež význam v oblasti plasticity. Vo všeobecnosti nedochádza ku vysokým hodnotám trvalých deformácií, takže rozdiely medzi jednotlivými variantami sa pohybujú v stotine milimetra, čomu zodpovedá aj percentuálne porovnanie. Maximálne hodnoty plastických deformácií v oblastiach sú vyznačené na obr. 72.

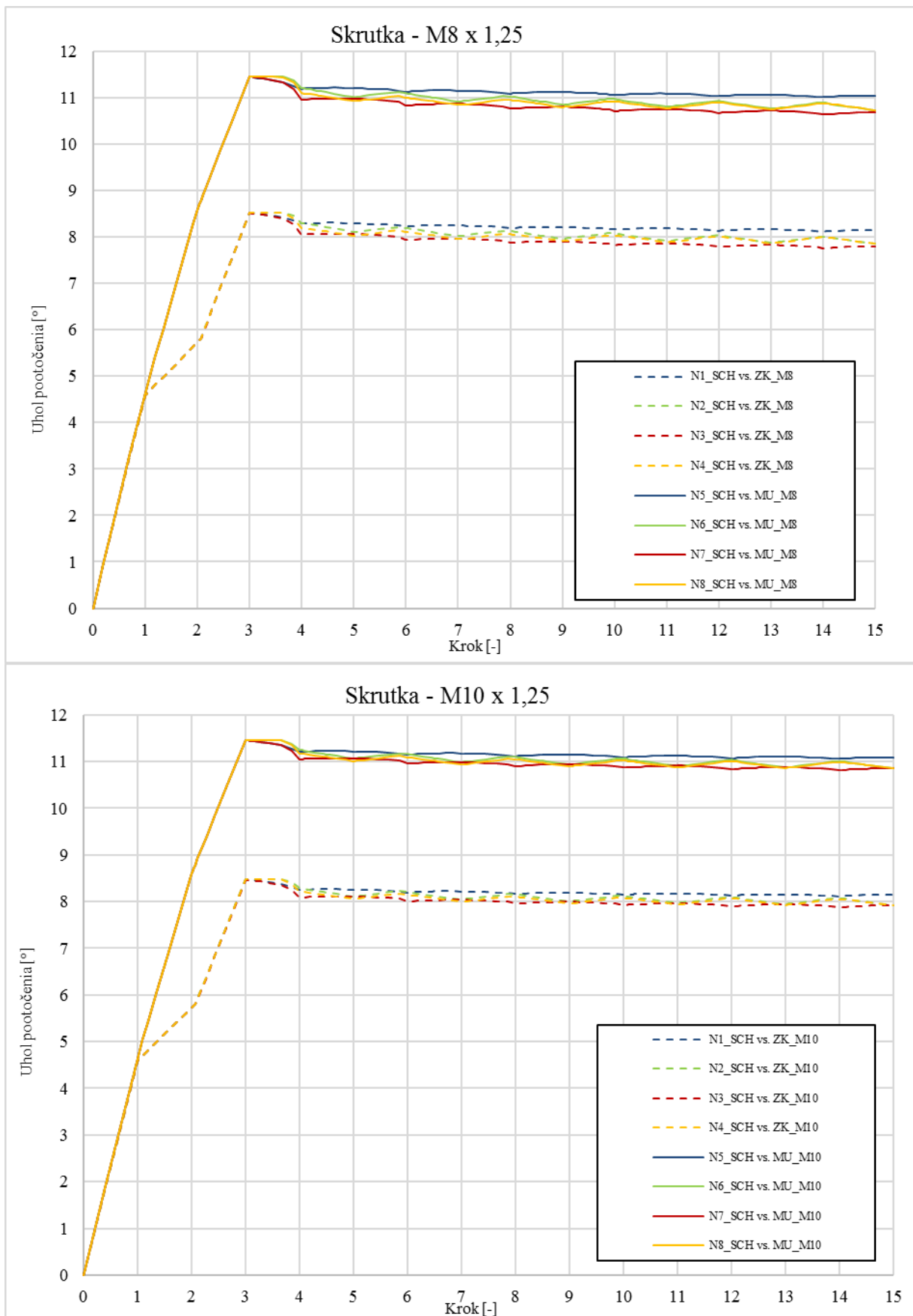
### 8.3 Zmena rozmeru skrutky

Doposiaľ boli v rámci podkapitoly 8.1. a 8.2. riešené varianty skrutkového spoja z hľadiska úpravy parametru s dodržaním stálej geometrie modelu. Na rozdiel od tohto spôsobu variovania táto podkapitola sa zaoberá geometrickou optimalizáciou skrutkového spoja, ktorá môže byť považovaná za druhú možnú kategóriu variovania. Konkrétne sa jedná o zmenu normalizovaného rozmeru z M8 na M10 s hodnotou stúpania 1,25. Rovnako ako v predchádzajúcich prípadoch, aj v tomto sa vyskytuje model bez reálnej skrutkovice a teda nastavenie stúpania závitu ostáva znovu len v nastavení kontaktnej plochy pomocou možnosti „clearance“. Úprava geometrie skrutky, matice a otvoru pre závrtnú skrutku v hlave valcov je zobrazená na obr. 73. Pevnostná trieda v tomto prípade ostala zachovaná 10.9., kde medza sklzu predstavuje hodnotu 900 MPa a medzu pevnosti 1090 MPa. Použité materiálové dáta spolu s hodnotami koeficientov trenia pre jednotlivé komponenty sústavy sú taktiež bez zmeny.

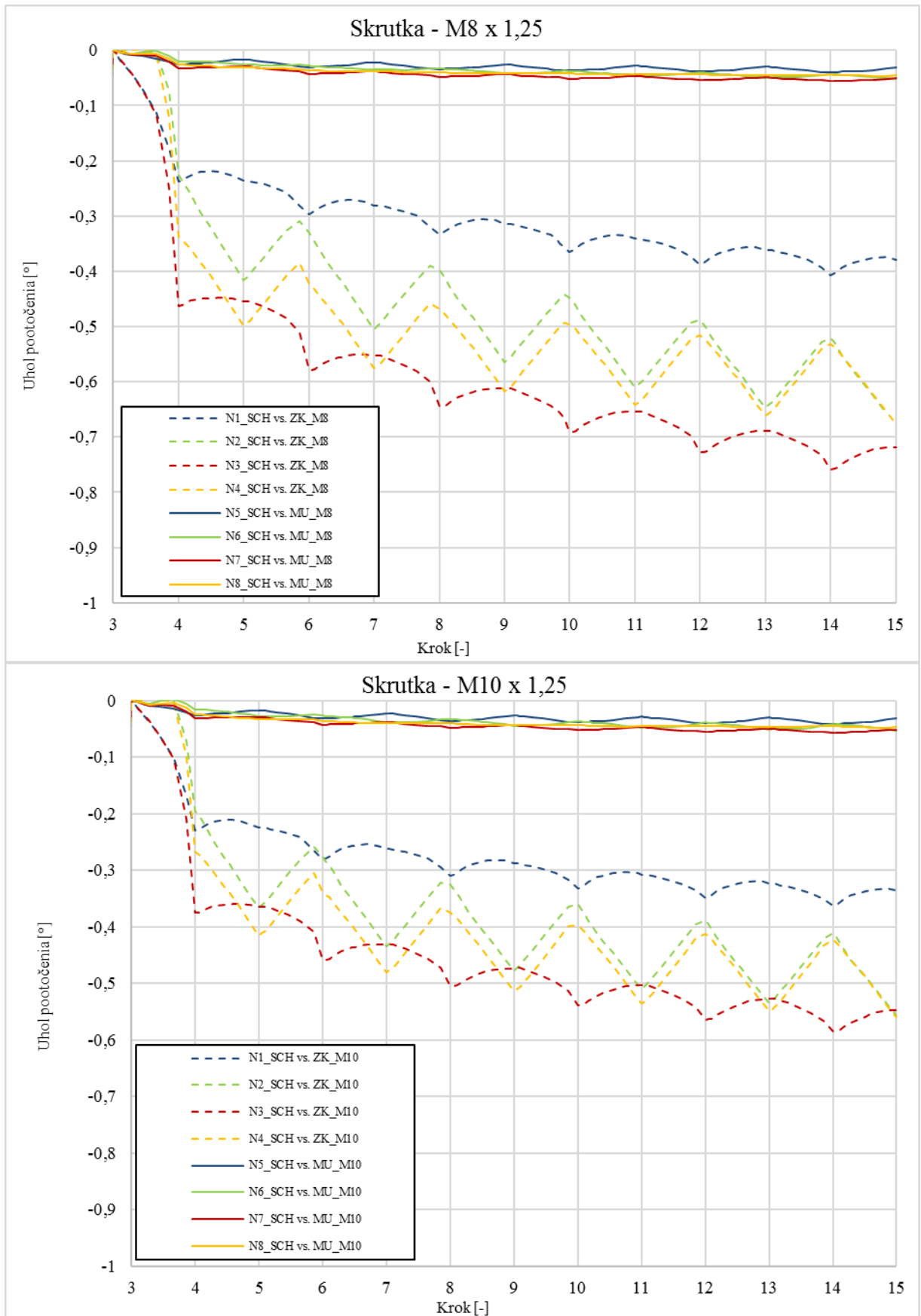
Predpoklad pre voľbu prevedenia tejto geometrickej varianty je vyššia únosnosť skrutkového spoja pri rovnakom zaťažení, tzn. rovnakej sile predpätia skrutky a taktiež rovnakých tepelných cyklov z dôsledku väčšieho priemeru skrutky. V tomto prípade však simulácia bola prevedená na globálnom výpočtovom modeli. Výsledkom výpočtu je porovnanie hodnôt pootočenia skrutkového spoja, priebeh napätia v priereze centrovacej skrutky a taktiež priebeh plastických deformácií. Vyhodnotenia týchto veličín sú postupne zobrazené v rámci tejto podkapitoly.



Obr. 73 – Zmena geometrie z M8 na M10

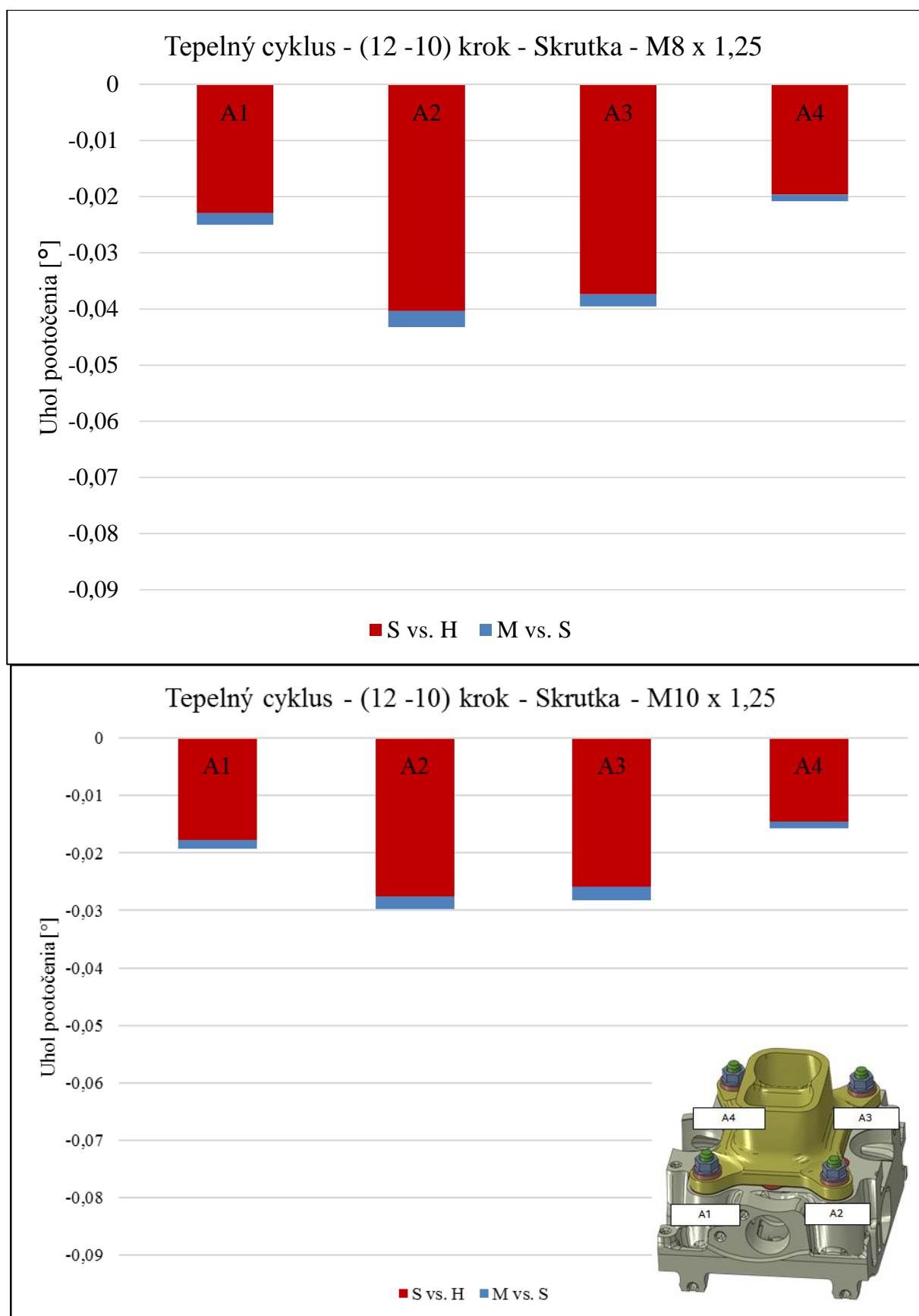


Obr. 74 – Celkové pootočenie skrutiek a matíc M8 vs. M10



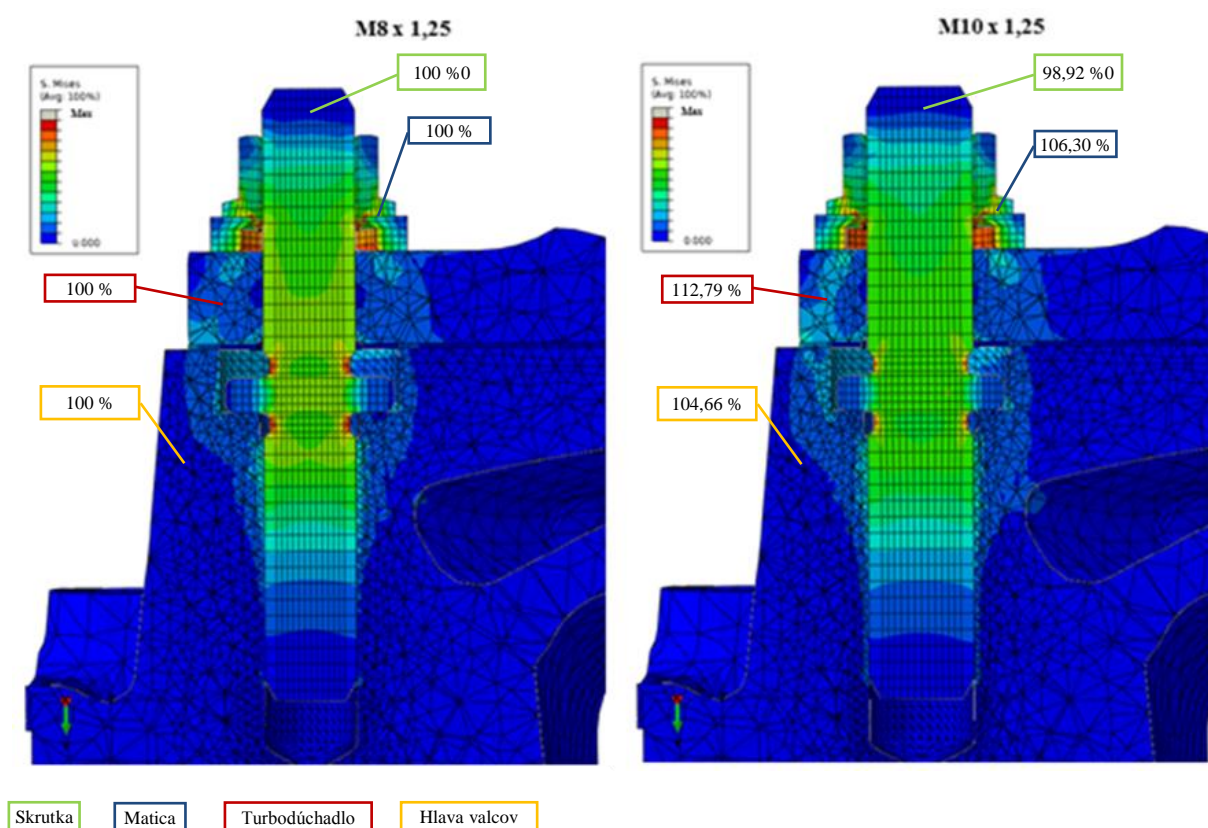
Obr. 75- Pootočenie skrutiek a matic M8 vs. M10 v rámci tepelných cyklov





Obr. 76 – Rozdiel pootočení skrutiek a matic v rámci jedného tepelného cyklu 12. – 10. krok

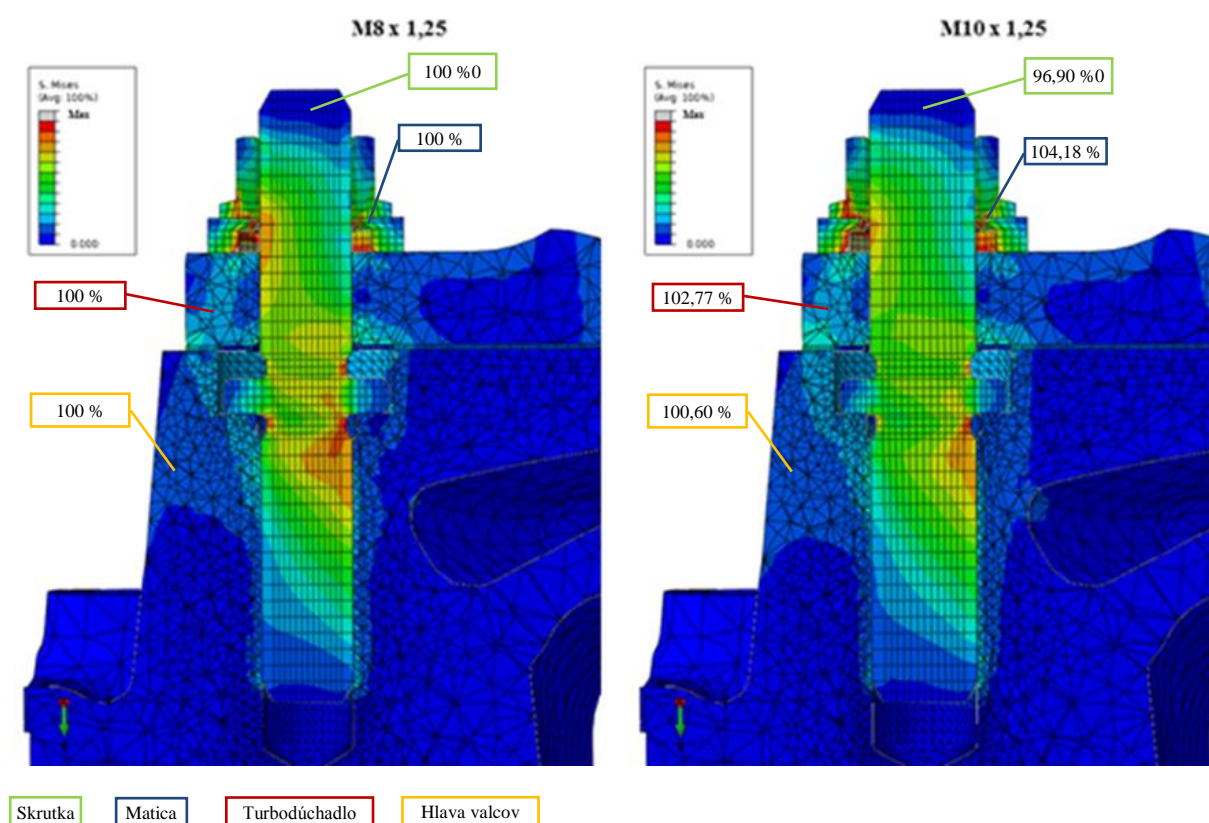
Ako posledná varianta parametrizácie modelu bola volená zmena geometrického rozmeru skrutiek. Na obr. 74 a 75 je možné vidieť porovnanie pootočení dvojíc medzi skrutkou M8 a M10. Aby bolo možné tieto dva modely vzájomne porovnať museli byť zachované vstupné dáta pre M10 rovnako ako pre M8. Z grafov pootočenia v rámci tepelných cyklov je zrejmé, že v prípade skrutky M10 je pootočenie centrovacej skrutky o  $0,05^\circ$  menšie než v prípade M8. Z globálneho hľadiska majú priebehy pootočení so skrutkou M10 menej prudký spád oproti M8, čo by mohlo znamenať ustálenejšie správanie skrutkového spoja v rámci zaťaženia. Pre lepšiu predstavivosť porovnania pootočení bol vytvorený stĺpcový graf na obr. 75, z ktorého je možné rozpoznať, že porovnanie priebehov pootočenia skrutiek M10 a M8 majú podobný charakter. Toto vyhodnotenie bolo prevedené pomocou rozdielov pootočení medzi dvanástym a desiatym zaťažovacím cyklom, z dôvodu ustálenejšieho priebehu pootáčania skrutiek a matic. Aj v tomto grafe je možné vidieť, že prospešnejších hodnôt dosahuje model s rozmerom skrutky M10.



Obr. 77 – Redukované napätie v mieste rezu centrovacej skrutky po montáži

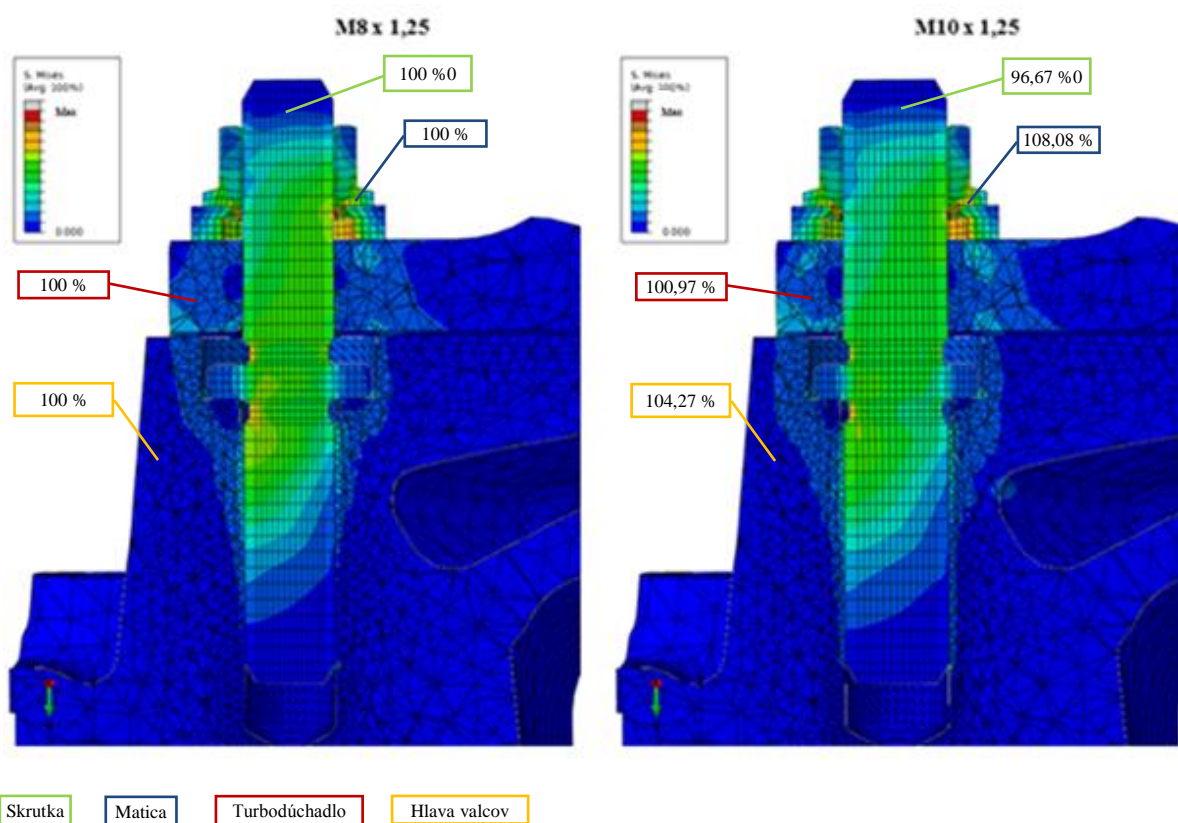
Na obr. 77 je znázornený priebeh redukovaného napätia v mieste prierezu skrutky, kde je možné vidieť, že skrutka M10 na rozdiel od M8 dosahuje v mieste vrubu o polovicu menšie hodnoty napätí. Tento fakt je možné odčítať aj z percentuálneho vyhodnotenia. Taktiež rozloženie napätia po celom priereze je v prípade M10 omnoho stabilnejšie. Škála veľkosti napätia je nastavená rovnakým spôsobom ako v predchádzajúcich dvoch prípadoch s hornou hranicou 900 MPa. V čase montáže na základe dosiahnutých výsledkov je adekvátne tvrdiť, že je splnený teoretický predpoklad vyššej únosnosti skrutky pri mechanickom zaťažení v zmysle zväčšenia priemeru skrutky, ako to bolo ukázané na obr. 8 v rámci podkapitoly 3.1.2. Aj v tomto prípade sa potvrdilo, že so zvyšujúcou hodnotou priemeru

skrutky s dodržaním rovnakého ťahovacieho momentu klesá hodnota napätia vytvorená predpätím v skrutke. Vzhľadom k dosiahnutým výsledkom, je adekvátne tvrdiť, že aj priemer skrutky nesie veľmi významnú rolu pri optimalizácii podobných problémov a je dôležité aj tento parameter zahrnúť do výpočtu. Výsledky priebehu napätia však nie sú základným cieľom tejto práce ale len dodatočnou informáciou z hľadiska pevnosti skrutky a tiež poukázania na miesta s vytvorením plastických deformácií.

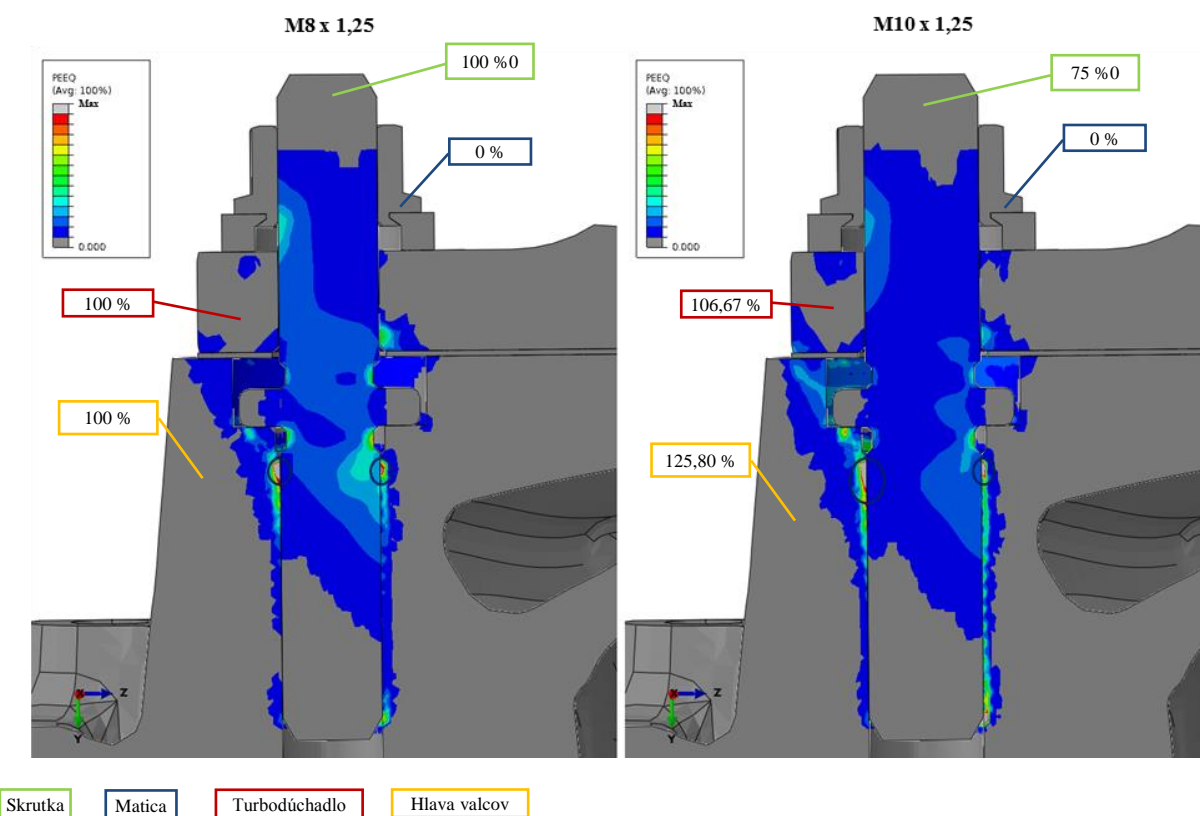


Obr. 78 – Redukované napätie v mieste rezu centrovanej skrutky pri poslednom otepľovacom cykle

V prípade posledného tepelného cyklu je možné vidieť výrazne rozdiely v rozložení napätí v mieste prierezu skrutiek M10 a M8. Obdobne ako pri montáži aj v čase oteplenia sústavy nastáva najväčší rozdiel hodnôt napätí v mieste s vrubom. Ako v prípade oteplenia, tak aj ochladenia má vyššiu únosnosť a lepší priebeh napätí model so skrutkou M10.



Obr. 79 - Redukované napätie v mieste rezu centrovanej skrutky pri poslednom ochladzovacom cykle



Obr. 80 – Plastické deformácie v priereze centrovacej skrutky M8 vs. M10

Vyhodnotenie plastických deformácií v prípade porovnania skrutiek M8 a M10 vedie k záveru, že parameter rozmeru skrutky má dôležitý význam pri vzniku trvalých deformácií v oblasti skrutkového spoja. Ako je možné vidieť na obr. 80, rozdiely priebehu trvalých deformácií, ktoré vznikli na konci zaťažovania a teda na konci 15. kroku, sú značne výrazné. Ich najvyššie hodnoty sú vyznačené na obr. 80. Tento výsledok potvrdzuje lepšiu únosnosť skrutkového spoja o vonkajšom priemere 10 mm s podmienkou rovnakého osového ale aj tepelného zaťažovania. V tomto prípade je dôležité poznamenať, že rovnako, ako v predošlých prípadoch, aj v tomto platí, že parameter geometrie je dôležité zahrnúť do riešenia obdobných problémov ako je ten, ktorý je predmetom tejto diplomovej práce.

Pre priblíženie problematiky riešenej v tejto práci bol vytvorený zjednodušený výpočtový model, ktorý obsahuje fiktívne hodnoty vstupných dát neodpovedajúcich realite. Viac informácií a popis výpočtového modelu spolu s funkčnými dátami je priložený v prílohe B tejto práce.

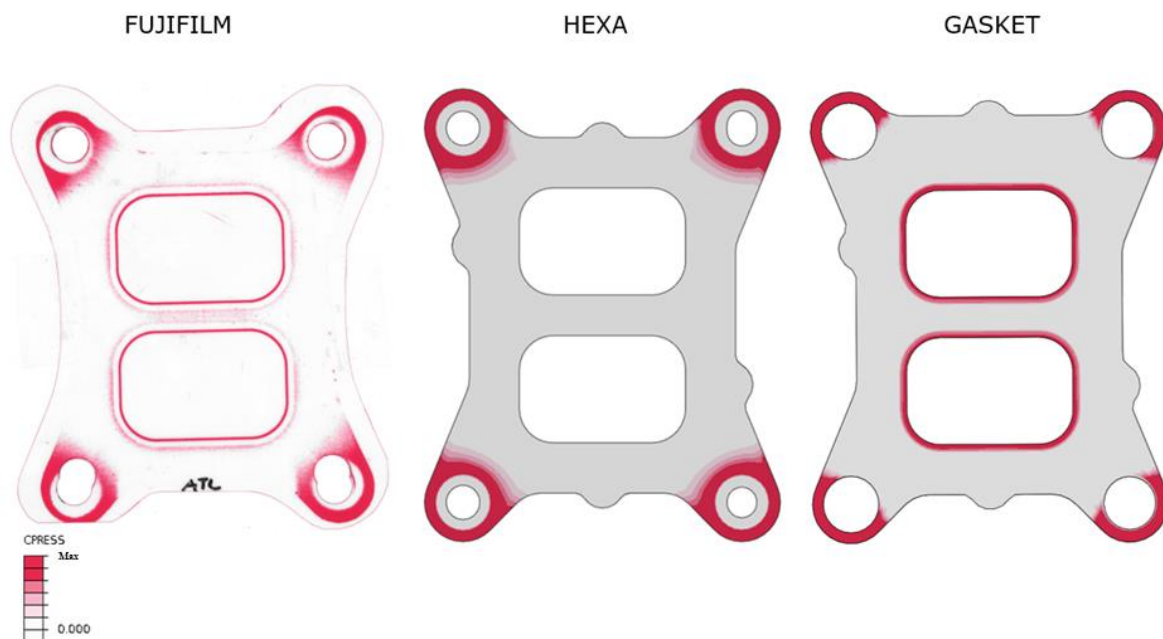


## 9 Vplyv sily na tesnosť spoja

Ďalším dôležitým bodom tejto diplomovej práce je preskúmanie vplyvu sily na funkciu tesnenia spoja medzi turbodúchadlom a hlavou valcov. Ako príklad splnenia tejto podmienky predstavuje nasledujúce vyhodnotenie, kde je poukázané na priebehy kontaktných tlakov medzi plochou tesnenia a turbodúchadla. Pre porovnanie výsledkov zo simulácií sa podarilo získať dáta z experimentálnej skúšky pre kontaktné tlaky v okamihu montáže sústavy.

Je dôležité poznamenať, že v rámci prevedených simulácií v tejto práci je uvažovaný výpočtový model s komponentom tesnenia, ktorý je tvorený prvkami „solid“. V tomto prípade bolo zabezpečené, že hodnota hrúbky tesnenia bola v každom svojom priereze rovnaká. To však úplne neodpovedá reálnym rozmerom tesnenia, kde prelisovaná oblasť sa pohybuje v nižších hodnotách hrúbky než okolie tesnenia, čím je docielená funkcia tesnosti. Tento nedostatok je ale doplnený o zmenu materiálových charakteristík pre prelisovanú oblasť o čom podrobnejšie pojednáva kap. 6. Pre zlepšenie dosiahnutých výsledkov bol následne vytvorený rovnaký výpočtový model s tesnením, ktorý už bol tvorený prvkom „gasket“. Voľba tejto zmeny bola na základe predpokladu lepších vlastností pre popis priebehu kontaktných tlakov v mieste prelisovanej oblasti.

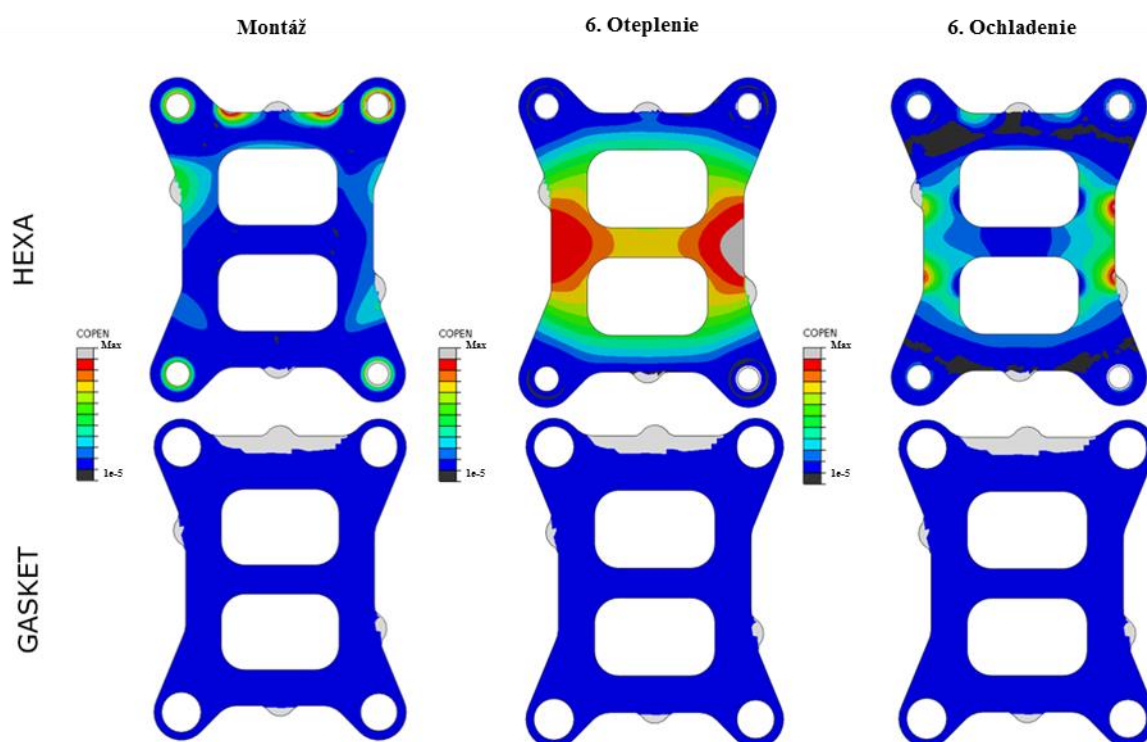
Následne boli prevedené simulácie na pôvodnom výpočtovom modeli, čo znamená, že bola použitá rovnaká geometria modelu, modely materiálu a samotné zaťaženia. Výsledky porovnaní zo simulácie a experimentálneho overenia kontaktných tlakov po montáži medzi plochou tesnenia a turbodúchadlom sú zobrazené na obr. 81.



Obr. 81 – Kontaktné tlaky medzi plochou tesnenia a turbodúchadlom

Na základe výsledkov porovnania, platí tvrdenie, že v prípade tesnenia tvoreného prvkom „solid“ odpovedá výsledkom kontaktných tlakov v mieste pod skrutkami lepšie než model s použitým prvkom „gasket“. Ten sa naopak prezentuje kvalitnejšími výsledkami v oblasti prelisovanej oblasti vďaka svojim lepším vlastnostiam. Z výsledkov je zrejmé, že sila predpätia má význam pri funkcii tesnenia.

Ako ďalšie bolo prevedené porovnanie výsledkov hodnôt priebehu kontaktných tlakov medzi týmito dvoma typmi uvažovaného tesnenia pre okamih montáže, posledného oteplenia a ochladenia sústavy.



Obr. 82 – Priebeh kontaktných tlakov HEXA vs. GASKET

Na obr. 82 sú zobrazené priebehy kontaktných tlakov, medzi plochou tesnenia a turbodúchadlom. Ako je zrejmé, v prípade použitia „solid“ tesnenia sa priebeh kontaktných tlakov výrazne mení v každom zo spomínaných okamihov zaťaženia. Táto zmena odpovedá zmenám hodnôt osovej sily v skrutkách, keďže v priebehu zaťaženia obzvlášť v tepelnom zaťažovaní, dochádza ku povolšovaniu skrutkového spoja a teda zároveň k poklesu osovej sily. Na základe tohto výsledku je možné tvrdiť, že zmena osovej sily alebo sily predpätia spoja má vplyv na plnenie funkcie tesnosti spoja. Taktiež platí, že použitie tesnenia s prvkom „solid“ je dostačujúce pre požadované vyhodnotenia a plní tiež požiadavky rozloženia kontaktných tlakov na plochách tesnenia, čo potvrdzuje aj porovnanie výsledkov z experimentálnymi dátami. Vzhľadom k rozsahu tejto diplomovej práce sú zverejnené výsledky kontaktných tlakov len pôvodného modelu, na základe ktorého bol vnesený predpoklad, že pre jednotlivé varianty je postačujúce grafické vyhodnotenie priebehu osových síl v skrutkách vzhľadom k funkcii tesnosti spoja. Výsledky priebehov osových síl v skrutkách sú zverejnené v prílohe A tejto práce.



## 10 Návrh metodiky

Záverom tejto diplomovej práce je návrh metodiky výpočtu na základe poznatkov z dosiahnutých výsledkov, ktorý bude ďalej slúžiť ako vzor pre riešenie podobných problémov v praxi. V rámci senzitivnej analýzy bolo prevedených osem simulácií s cieľom zistiť aký vplyv majú dané parametre na správanie sa skrutkového spoja s pomocou využitia MKP modelovania. Prevedené simulácie by sa dali rozdeliť do dvoch hlavných kategórií:

1. Optimalizácia parametrov skrutkového spoja s ponechanými rozmermi geometrie.
2. Geometrická optimalizácia rozmeru skrutkového spoja.

Prvá kategória zahŕňa variovanie parametrov v zmysle zmeny stúpania závitů skrutkového spoja a zmena hodnoty súčiniteľa trenia v oblasti závitů a v stykových plochách spoja. Do druhej kategórie spadá zmena geometrie skrutkového spoja z normovaného rozmeru M8 so stúpaním rovným 1,25 mm na normovaný rozmer skrutkového spoja M10 s rovnakou hodnotou stúpania závitů.

V rámci výpočtového modelovania je na základe výsledkov pre budúcu realizáciu výpočtov dôležité zahrnúť nasledujúce:

- Vplyv stúpania závitů
- Vplyv súčiniteľa koeficientu trenia v závitě a stykových plochách spoja
- Normalizovaný rozmer skrutkového spoja

V rámci všetkých ôsmich prevedených simulácií sa potvrdilo, že každý spomínaný parameter má výrazný vplyv na správanie skrutkového spojenia v zmysle pootočenia matice voči skrutke, rovnako tak pootočenie skrutky voči hlave valcov, čo má za príčinu postupné klesanie osových síl v skrutkách, zníženie predpätia až na koniec straty tesnosti spoja. V rovnakom zmysle sa rozptyl týchto parametrov odrazil na výsledkoch rozloženia napätia v skrutkách a veľkosti vzniknutej plastickej deformácie.

V prípade prevedených simulácií v tejto práci boli tieto parametre skrutkového spoja skúmané prioritne na vytvorenom výpočtovom sub-modeli z dôvodu zvýšenia časovej efektivity a flexibility. Následne boli výsledky overené na globálnom modeli, ktorých hodnoty sú prezentované v rámci kap. 8, ktorá je hlavným predmetom tejto diplomovej práce. Zároveň je dôležité poukázať na skutočnosť, že pri riešení obdobnej problematiky aká je predmetom tejto práce veľmi záleží na zvolených okrajových podmienkach a taktiež na správnom namapovaní teplot.

## 11 Záver

V úvodnej časti tejto práce bol vytvorený dostatočný informačný základ z oblasti teórie skrutkových spojov. Táto časť obsahuje informácie o typoch skrutkových spojení, druhoch skrutiek a ich závitov a o silových pomeroch predpätého spoja. Taktiež je v rámci prvej časti tejto práce obsiahnutá teória zahŕňajúca vplyv zmeny jednotlivých parametrov skrutkového spoja, ktorá zahŕňa stúpanie závitov, súčiniteľ trenia v oblasti závitov a stykových plôch a taktiež vplyv zmeny rozmeru geometrie skrutkového spoja. V rámci teoretickej časti ďalšia veľká kapitola bola venovaná teórii spaľovacích motorov, ktorej súčasťou je opis pracovného cyklu štvordobého spaľovacieho motora, predovšetkým jeho hlavných častí.

Ďalšia časť tejto práce je venovaná tvorbe výpočtového modelu na základe poskytnutej geometrie spoločnosťou AUDI AG. V prvom rade bol vytvorený celkový výpočtový model sústavy turbodúchadla a hlavy valcov, na ktorej bola prevedená prvotná simulácia prevedenia experimentálnej skúšky tejto sústavy. Z dôvodu potreby dlhého výpočtového času bol v rámci zvýšenia efektivity vytvorený sub-model obsahujúci časť sústavy turbodúchadla a hlavy valcov v mieste montáže centrovacej skrutky, ktorý znížil dĺžku výpočtového času a počet uložených dát na jednu štvrtinu. Na základe porovnania výsledkov analýz sub-modelu a globálneho modelu sa pristúpilo k ďalšiemu kroku, a to, že sa vytvorený sub-model stal adekvátnou náhradou globálneho modelu pri variovaní jednotlivých parametrov.

Na základe poznatkov z predchádzajúceho porovnania modelov boli na sub-model aplikované jednotlivé varianty výpočtov, ktoré zahŕňali parametrické zmeny skrutkového spoja a geometrickú optimalizáciu. Dosiahnuté výsledky boli následne overené opätovným výpočtom na globálnom modeli. Výsledne hodnoty dosiahnuté z prevedených simulácií a ich zhodnotenie je prezentované v kap. 8 tejto práce. Z realizovaných analýz vyplýva, že na správanie skrutkového spoja, konkrétne veľkosť jeho pootočenia, hodnoty redukovaných napätí, predovšetkým v oblasti skrutiek, veľkosť plastických deformácií za kombinovaného zaťaženia má značný vplyv zmena nasledujúcich parametrov:

- Rozptyl hodnoty stúpania závitov
- Zmena hodnoty súčiniteľov trenia
- Zmena normovaného rozmeru skrutky

V dôsledku poznatkov z týchto simulácií bol vytvorený návrh metodiky pre ďalšie prevedenia simulácií v rámci riešenia tohto typu problému, kde je nutné uvedené parametre zahrnúť do počiatočnej úvahy pri prevedení výpočtového simulovania.

Aj napriek tomu, že výsledky realizovaných analýz postačovali pre vyhodnotenie problému riešeného v tejto diplomovej práci je vhodné uviesť niekoľko nasledovných bodov s cieľom prispieť k zlepšeniu kvality vyhodnotenia a priblíženia k reálnej situácii v prípade rozšírenia riešenia tohto problému:

- Pre kvalitnú analýzu je nutné aproximovať skutočné materiálové charakteristiky a získať tak aspoň bilineárny ak nie až multilineárny elasto – plastický model materiálu v prípade matice s integrovanou podložkou a taktiež tesnenia medzi turbodúchadlom a hlavou valcov. Z analýz vyplýva, že v oblasti matice a podložky dochádza k vysokým hodnotám napätia, ktoré prekračujú hodnotu medze sklzu. Aplikácia vyššie zmieneného modelu materiálu by mohla dopomôcť k výraznému poklesu týchto hodnôt.

- Z hľadiska priblíženia situácie prerozdelenia napätí a plastických deformácií v oblasti závitú skrutiek, matic ale aj vnútorného závitú hlavy valcov by mohlo dopomôcť vytvorenie modelu s reálnou geometriou skrutkovice s príslušným stúpaním závitú. Toto prevedenie výpočtového modelu a následná simulácia predstavuje náročnú kontaktnú úlohu z hľadiska konvergenzie a dĺžky výpočtového času, avšak v prípade riešenom v tejto práci by mohla priniesť nové poznatky o správaní sa skrutkového spoja a informácie o tom, ktoré závity v konkrétnom spojení prenášajú najväčšie zaťaženie.

Zároveň je dôležité uviesť, že ciele tejto práce majú svoje opodstatnenie v optimalizácii parametrov riešenej sústavy s cieľom vytvoriť návrh postupu výpočtu pre ďalšie podobné problémy riešené v technickej praxi.

Na záver je potrebné poznamenať, že v rámci kapitoly 8 majú najdôležitejšiu váhu práve vyhodnotenia pootočenia matice voči skrutke a skrutky voči hlave valcov a to z dôvodu zmapovania vplyvov parametrov na povoľovanie sa skrutkového spoja, čo má výrazný význam pre prax z hľadiska eliminácie tohto nežiaduceho javu. Výsledky napätí v rôznych časových okamihoch simulácie sústavy turbodúchadla a hlavy valcov, spolu s plastickými deformáciami, predstavujú doplnkovú informáciu vo vzťahu k správaniu sa skrutkového spoja a teda nie sú nosnými pre hodnotenie celkových výsledkov.

**12 Zoznam použitej literatúry**

- [1] RAUSCHER, CSC., Jaroslav. *SPALOVACÍ MOTORY*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1996. ISBN 80-214-0780-0.
- [2] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky : hledání souvislostí*. CERM 1. díl. Brno: Brno : Akademické nakladatelství CERM : VUTUM, 2007. ISBN 978-80-7204-555-6.
- [3] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení*. Ostrava: Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [4] POSPÍŠIL, František. *Závitové a šroubové spoje*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968. ISBN DT. 621.882.
- [5] [Http://www.svetik.sk/?Detail=catalog/174&Alias=BSW---stavebny-skrutkovy-zdvihak-model--Hrebenove-a-ozubnicove-zdvihaky&Parent=15&Id=174](http://www.svetik.sk/?Detail=catalog/174&Alias=BSW---stavebny-skrutkovy-zdvihak-model--Hrebenove-a-ozubnicove-zdvihaky&Parent=15&Id=174) [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.svetik.sk/?Detail=catalog/174&Alias=BSW---stavebny-skrutkovy-zdvihak-model--Hrebenove-a-ozubnicove-zdvihaky&Parent=15&Id=174>
- [6] [Http://prumka.webnode.cz/uloha-c-8-maticovy-sroub/](http://prumka.webnode.cz/uloha-c-8-maticovy-sroub/) [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://prumka.webnode.cz/uloha-c-8-maticovy-sroub/>
- [7] ŠKODA AUTO a.s. Interné materiály. Mladá Boleslav: ŠKODA AUTO 2017
- [8] ORLOV, Pavel Ivanovič. *Základy konštruovania*. Přeložil Alojz PAŽÁK. Bratislava: Alfa, 1979.
- [9] MACEK, Ján. *Spalovací motory*. Praha: V Praze : České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [10] BIJEČEK, Tomáš. *Deformačně-napjatostní analýza ojnice spalovacího motoru pomocí MKP* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2008 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/12515>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav konstruování. Vedoucí práce Michal Vaverka.
- [11] [Http://talleractual.com/pesados/822-la-adaptacion-del-turbo-al-motor](http://talleractual.com/pesados/822-la-adaptacion-del-turbo-al-motor) [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://talleractual.com/pesados/822-la-adaptacion-del-turbo-al-motor>
- [12] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Brno : Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [13] [Http://www.autorubik.sk/clanky/hlava-valcov-spalovacieho-motora](http://www.autorubik.sk/clanky/hlava-valcov-spalovacieho-motora) [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/clanky/hlava-valcov-spalovacieho-motora>

[14] Abaqus. Analysis user's manual. Volume IV: Elements

**Zoznam použitých skratiek a symbolov:**

$d_2$	[mm]	Stredný priemer závitu
$D_m$	[mm]	Priemer stykovej plochy
$E$	[MPa]	Modul pružnosti
$f$	[-]	Súčiniteľ trenia v závite
$f_m$	[-]	Súčiniteľ trenia na stykovej ploche
$F_0$	[N]	Sila predpätia
$M_{tm}$	[N.mm]	Moment trenia medzi maticou a podložkou
$M_{tz}$	[N.mm]	Moment trenia v závite
$M_u$	[N.mm]	Uťahovací moment
$s$	[mm]	Stúpanie závitu
SO	[-]	Otváranie sacieho ventilu
SZ	[-]	Úplne uzatvorenie sacieho ventilu
$V_c$	[cm <sup>3</sup> ]	Kompresný objem
$V_h$	[cm <sup>3</sup> ]	Objem nad hornou úvrat'ou
VO	[-]	Otváranie výfukového ventilu
VZ	[-]	Úplne uzatvorenie výfukového ventilu
$\gamma$	[°]	Uhol skrutkovice
$\varphi'$	[°]	Trecí uhol
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Hustota
$\mu$	[-]	Poissonov pomer

**Zoznam obrázkov:**

Obr. 1 – Hlavné veličiny systému podstatných veličín [2] .....	6
Obr. 2 – Zdvíhacie zariadenie pre stavebné účely [5] .....	9
Obr. 3 – Skrutkový spojenie dvoch prírub [6] .....	9
Obr. 4 – Geometria závrtnej skrutky a jej usporiadanie voči súčastiam [7] .....	10
Obr. 5 – Zobrazenie skrutkovice so zmyslom otáčania – pravý zmysel otáčania (vľavo) a ľavý zmysel (vpravo) [3] .....	11
Obr. 6 – Prierez a rozmery skrutkového spoja typu metrického závitu .....	12
Obr. 7 – Silové pomery pri predpätom spoji [3] .....	14
Obr. 8 – Uťahovací moment $M_u$ a napätie pre rôzne normované rozmery skrutiek [8] .....	14
Obr. 9 – Závislosť osovej sily v skrutke na súčiniteli trenia v závite (horná časť) a závislosť osovej sily na uťahovacom momente (dolná časť) pre skrutku M14 x 1,5 [3] .....	15
Obr. 10 – Transformácia energií [9] .....	17
Obr. 11 – Fázy pracovného cyklu motora [10] .....	17
Obr. 12 – Indikátorový diagram zážihového motoru [1] .....	18
Obr. 13 - Príklad uchytenia turbodúchadla k hlave valcov [11] .....	19
Obr. 14 - Štvorventilová hlava valcov spaľovacieho motora [13] .....	20
Obr. 15 – Ilustratívny príklad prúdenia turbodúchadlom [11] .....	21
Obr. 16 – Sústava turbodúchadla a hlavy valcov [7] .....	22
Obr. 17 – Zobrazenie teplôt namapovaných na štrukturálny výpočtový model .....	23
Obr. 18 – Zobrazenie prietoku rýchlosti prúdnic v danom časovom okamžiku [7] .....	23
Obr. 19 – Schéma vytvorenia tepelného poľa pre štruktúrny model [7] .....	24
Obr. 20 - Konštrukčné prevedenie otvorov turbodúchadla pre závrtné skrutky [7] .....	25
Obr. 21- Geometria hlavy valcov a usporiadanie otvorov pre závrtné skrutky [7] .....	26
Obr. 22 - Dvojité tesnenie turbodúchadla a hlavy valcov [7] .....	27
Obr. 23 – Geometria skrutkového spoja [7] .....	27
Obr. 24 – Závislosť teploty a modulu pružnosti pre materiál hlavy valcov [7] .....	29
Obr. 25 – Závislosť napätia na pretvorení pri rôznych hodnotách teplôt v rámci plastickej oblasti [7] .....	29
Obr. 26 – Závislosť teploty a modulu pružnosti pre materiál turbodúchadla [7] .....	30
Obr. 27 – Závislosť napätia na pretvorení pre rôzne hodnoty teplôt v rámci plastickej oblasti [7] .....	31
Obr. 28 – Výsledky materiálových skúšok pre materiál turbodúchadla [7] .....	31
Obr. 29 – Závislosť teploty a modulu pružnosti pre materiál závrtnej skrutky [15] .....	32
Obr. 30 – Závislosť napätia na pretvorení pri rôznych hodnotách teplôt odpovedajúce plastickeému chovaniu materiálu [7] .....	33
Obr. 31 – Zobrazenie rozdelenia materiálu pre tesnenie hlavy valcov a turbdúchadlo .....	35
Obr. 32 – Konečno – prvková sieť sústavy turbodúchadla a hlavy valcov .....	36
Obr. 33 – Ukážka vytvorenia siete turbodúchadla .....	37
Obr. 34 – Ukážka vytvorenia siete hlavy valcov .....	37
Obr. 35 – Mapovaná sieť tesnenie hlavy valcov a turbodúchadla .....	38
Obr. 36 – Mapovaná sieť skrutkového spoja .....	38
Obr. 37 – Rez centrovanej skrutky uloženej v hlave valcov .....	39
Obr. 38 – C8D8 – HEXA prvok [14] .....	39
Obr. 39 – C3D10M – TETRA prvok [14] .....	40
Obr. 40 – Kontaktná plocha závitu medzi skrutkou a maticou .....	41
Obr. 41 – Kontaktná plocha závitu medzi skrutkou a hlavou valcov .....	41



Obr. 42 - Plocha kontaktu v rámci osadenia podložky a matice horná (vľavo) a vnútorná (vpravo) .....	42
Obr. 43 - Kontaktná plocha medzi skrutkou, turbodúchadlom a hlavou valcov .....	42
Obr. 44 – Plocha kontaktu turbodúchadla a podložky (vľavo) a medzi turbodúchadlom a skrutkou (vpravo) .....	43
Obr. 45 – Kontaktná plocha medzi turbodúchadlom a tesnením (vľavo) a medzi tesnením a hlavou valcov (vpravo).....	43
Obr. 46 – Ukážka jednotlivých označení skrutiek a matic pri postupe montáže .....	44
Obr. 47 – Zobrazenie riadiaceho uzlu pre pootočenie skrutky .....	45
Obr. 48 – Zobrazenie riadiaceho uzla použitého pre doťahovanie matice .....	46
Obr. 49 – Zobrazenie oblastí s dvojitým nastavením predpätia.....	46
Obr. 50 – Označenie oblasti sub - modelu .....	47
Obr. 51 – Okrajové podmienky v mieste rezu sub – modelu pre montáž.....	48
Obr. 52 – Nastavenie okrajových podmienok pre sub – model pre tepelné cykly.....	48
Obr. 53 – Redukované napätie v prípade porovnania globálneho modelu a sub-modelu .....	49
Obr. 54 – Porovnanie hodnôt posuvov globálneho modelu vs. sub - model.....	49
Obr. 55 – Porovnanie hodnôt redukovaného napätia globálneho modelu vs. sub - model .....	50
Obr. 56 – Zobrazenie dvojitého predpätia skrutky .....	51
Obr. 57 – Porovnanie hodnôt pootočenia matice a skrutky – globálny model vs. sub - model	51
Obr. 58 – Celkové pootočenie centrovacej skrutky voči hlave valcov a matice voči skrutke – sub-model .....	53
Obr. 59 – Pootočenie centrovacej skrutky voči hlave valcov a matice voči skrutke v rámci tepelných cyklov – sub-model .....	54
Obr. 60 – Redukované napätie v momente montáže – 3. krok nastavenia zaťaženia .....	55
Obr. 61 – Redukované napätie v poslednom otepľovacom kroku – 14. krok nastavenia zaťaženia .....	56
Obr. 62 - Redukované napätie v poslednom ochladzovacom kroku – 15. krok nastavenia zaťaženia .....	57
Obr. 63 – Plastická deformácia v oblasti rezu centrovacej skrutky v poslednom kroku zaťaženia – 15. krok.....	58
Obr. 64 – Pootočenie skrutiek a matic s rôznymi hodnotami stúpania závitu .....	59
Obr. 65 - Pootočenie skrutiek a matic s rôznymi hodnotami stúpania závitu.....	60
Obr. 66 – Výsledky pootočení pôvodného globál modelu v rámci tepelných cyklov .....	63
Obr. 67 – Výsledky pootočení skrutiek a matic N1/N5 a N2/N6 pre všetky varianty v rámci tepelných cyklov .....	64
Obr. 68 - Výsledky pootočení skrutiek a matic N3/N7 a N4/N8 pre všetky varianty v rámci tepelných cyklov .....	65
Obr. 69 - Redukované napätie v momente montáže – 3. krok nastavenia zaťaženia .....	66
Obr. 70 - Redukované napätie v poslednom otepľovacom kroku – 14. krok nastavenia zaťaženia .....	67
Obr. 71 - Redukované napätie v poslednom ochladzovacom kroku – 15. krok nastavenia zaťaženia .....	68
Obr. 72 - Plastická deformácia v oblasti rezu centrovacej skrutky v poslednom kroku zaťaženia – 15. krok.....	68
Obr. 73 – Zmena geometrie z M8 na M10.....	69
Obr. 74 – Celkové pootočenie skrutiek a matic M8 vs. M10.....	70
Obr. 75- Pootočenie skrutiek a matic M8 vs. M10 v rámci tepelných cyklov .....	71
Obr. 76 – Rozdiel pootočení skrutiek a matic v rámci jedného tepelného cyklu 12. – 10. krok .....	72

Obr. 77 – Redukované napätie v mieste rezu centrovacej skrutky po montáži .....	73
Obr. 78 – Redukované napätie v mieste rezu centrovanej skrutky pri poslednom otepľovacom cykle .....	74
Obr. 79 - Redukované napätie v mieste rezu centrovanej skrutky pri poslednom ochladzovacom cykle .....	75
Obr. 80 – Plastické deformácie v priereze centrovacej skrutky M8 vs. M10 .....	75
Obr. 81 – Kontaktné tlaky medzi plochou tesnenia a turbodúchadlom.....	77
Obr. 82 – Priebeh kontaktných tlakov HEXA vs. GASKET.....	78

**Zoznam tabuliek:**

Tabuľka 1 – Poissonov pomer a hustota pre materiál ALSi10Mg [7].....	28
Tabuľka 2 - Poissonov pomer a hustota pre materiál turbodúchadla [7].....	30
Tabuľka 3 - Poissonov pomer a hustota pre materiál skrutky [7] .....	32
Tabuľka 4 –Materiál matice s integrovanou podložkou [7] .....	34
Tabuľka 5 – Materiál tesnenia 1 [7] .....	34
Tabuľka 6 – Materiál tesnenia 2 [7] .....	35
Tabuľka 7 – Koeficienty trenia.....	43
Tabuľka 8 – Súhrn dát globálny model – sub-model.....	47
Tabuľka 9 – Hodnoty stúpania závitov .....	52
Tabuľka 10 – Hodnoty súčiniteľov trenia .....	61
Tabuľka 11 – Varianty výpočtu s rozdielnou hodnotou súčiniteľa trenia .....	62